

## **Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine**

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine, insbesondere einer Diesel-Brennkraftmaschine, sowie eine Brennkraftmaschine zur Durchführung des Verfahrens.

Die wichtigsten Bestimmungsstücke für den Verbrennungsablauf in einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung sind die Phasenlage des Verbrennungsablaufes bzw. des Verbrennungsbeginnes, die maximale Anstiegsgeschwindigkeit des Zylinderdruckes, sowie der Spitzendruck.

Bei einer Brennkraftmaschine, bei der die Verbrennung im Wesentlichen durch Selbstzündung einer direkt eingespritzten Kraftstoffmenge erfolgt, werden die Bestimmungsstücke maßgeblich durch den Einspritzzeitpunkt, durch die Ladungszusammensetzung und durch den Zündverzug festgelegt. Diese Parameter werden ihrerseits durch eine große Anzahl von Einflussgrößen bestimmt, wie zum Beispiel Drehzahl, Kraftstoffmenge, Ansaugtemperatur, Ladedruck, effektives Kompressionsverhältnis, Inertgasgehalt der Zylinderladung und Bauteiltemperatur.

Strengere gesetzliche Rahmenbedingungen bewirken, dass bei der Konzeption von Brennverfahren immer wieder neue Wege eingeschlagen werden müssen, um bei Dieselmotoren den Ausstoß an Rußpartikeln und an NOx-Emissionen zu verringern.

Es ist bekannt NOx- und Rußemissionen im Abgas zu verringern, indem durch Vorverlegen des Einspritzzeitpunktes der Zündverzug vergrößert wird, so dass die Verbrennung durch Selbstzündung eines mageren Kraftstoff-Luftgemisches erfolgt. Eine mögliche Variante wird hier als HCLI-Verfahren (Homogenous Charge Late Injection) bezeichnet. Wenn eine derartige Gemischverbrennung durchgeführt wird, erfolgt die Kraftstoffeinspritzung somit genügend weit vor dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase, wodurch ein weitgehend homogenes Kraftstoff-Luftgemisch entsteht. Durch Abgasrückführung kann erreicht werden, dass die Verbrennungstemperatur unterhalb der für NOx-Entstehung erforderlichen Mindesttemperatur bleibt. Da die Homogenisierung von Kraftstoff und Luft allerdings zeitabhängig ist, ist die Realisierung dieses Verfahrens drehzahl- und lastabhängig eingeschränkt, da bei unzureichender Homogenisierung der Partikelaustritt zunimmt.

Die US 6,338,245 B1 beschreibt eine nach dem HCLI-Verfahren arbeitende Diesel-Brennkraftmaschine, bei der Verbrennungstemperatur und Zündverzug so eingestellt werden, dass im unteren und mittleren Teillastbereich die Verbrennungstemperatur unter der NO<sub>x</sub>-Bildungstemperatur und das Luftverhältnis oberhalb des für die Rußbildung maßgeblichen Wertes liegt. Die Verbrennungstemperatur wird dabei durch Verändern der Abgasrückführrate, der Zündverzug durch den Kraftstoffeinspritzzeitpunkt gesteuert. Bei mittlerer und hoher Last wird die Verbrennungstemperatur so weit abgesenkt, dass sowohl NO<sub>x</sub>- als auch Rußbildung vermindert wird. Nachteilig ist, dass insbesondere im mittleren Teillastbereich ein niedriges Luftverhältnis kombiniert mit niedrigen Verbrennungstemperaturen auftritt und daher ein schlechter Wirkungsgrad in Kauf genommen werden muss.

Die US 6,158,413 A beschreibt eine direkteinspritzende Diesel-Brennkraftmaschine, bei der die Kraftstoffeinspritzung nicht vor dem oberen Totpunkt der Kompression angesetzt ist, und bei der die Sauerstoffkonzentration im Brennraum durch Abgasrückführung vermindert wird. Dieses Betriebsverfahren wird hier auch als HPLI-Verfahren (Highly Premixed Late Injection) bezeichnet. Wegen des - verglichen mit einer konventionellen Einspritzung vor dem oberen Totpunkt - nach dem oberen Totpunkt sinkenden Temperaturniveaus und der gegenüber konventioneller Betriebsweise erhöhten Menge rückgeführten Abgases ist der Zündverzug länger als bei der sogenannten Diffusionsverbrennung. Das durch die Abgasrückführrate gesteuerte niedrige Temperaturniveau bewirkt, dass die Verbrennungstemperatur unter dem für die NO<sub>x</sub>-Bildung maßgeblichen Wert bleibt. Durch den durch den späteren Einspritzzeitpunkt bewirkten großen Zündverzug wird eine gute Gemischbildung erreicht, wodurch bei der Verbrennung des Gemisches der lokale Sauerstoffmangel deutlich reduziert wird, wodurch die Partikelentstehung verringert wird. Die Spätverschiebung des Brennverlaufes bewirkt eine Absenkung der Maximaltemperatur, führt aber gleichzeitig zu einer Anhebung der mittleren Temperatur bei einem gegebenen späten Kurbelwinkel, was den Rußabbrand verstärkt. Die Verschiebung der Verbrennung in den Expansionstakt führt darüber hinaus im Zusammenwirken mit der hohen Abgasrückführrate trotz der wegen des langen Zündverzugs größeren vorgemischten Kraftstoffmenge und folglich höheren maximalen Brennrate zu einer das zulässige Maß nicht übersteigenden Druckanstiegsrate im Zylinder. Nachteilig ist der schlechte Wirkungsgrad im unteren Teillastbereich.

Aus der Veröffentlichung "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of Diesel Fuel", Allen W. Gray et al., SAE 971676, ist es bekannt, dass bei der Verbrennung eines durch Selbstzündung entflammten mageren Kraftstoff-Luftgemisches wegen der homogenen Konzentrations- und Temperaturverteilung

äußerst niedrige Emissionswerte für  $\text{NO}_x$  und Ruß erzielt werden. Dieses Verfahren wird im englischen Sprachraum als HCCI-Verfahren (Homogeneous Charge Compression Ignition) bezeichnet.

Weiters ist es bekannt, Kolben für Diesel-Brennkraftmaschinen mit einer im Wesentlichen torusförmigen Kolbenmulde auszubilden. Im Übergangsbereich zwischen Kolbenstirnseite und Kolbenmulde ist dabei eine Einschnürung angeordnet, welche einen relativ engen Überströmquerschnitt ausbildet. Durch den engen Überströmquerschnitt wird eine hohe Gemischbildungsenergie bereitgestellt, wodurch die Kraftstoffaufbereitung wesentlich verbessert wird. Kolben mit derartigen torusförmigen Kolbenmulden sind etwa aus den Veröffentlichungen EP 0 383 001 A1, DE 1 122 325 AS, AT 380 311 B, DE 21 36 594 A1, DE 974 449 C oder JP 60-206960 A bekannt. Bei konventionell betriebenen Brennkraftmaschinen ergeben sich mit solchen Kolben folgende vorteilhafte Auswirkungen auf das Betriebsverhalten der Brennkraftmaschine: Die rauchbegrenzende Volllast kann erhöht werden; es ist möglich hohe Verdichtungen zu realisieren, woraus ein niedrigeres Verbrennungsgeräusch durch kleineren Zündverzug, geringere Kohlenwasserstoff-Emissionen, ein günstigeres Startverhalten des Motors und eine Verbesserung des Wirkungsgrades der Brennkraftmaschine resultieren; weiters ergibt sich die Möglichkeit, den Zündzeitpunkt in Richtung spät zu verlegen, ohne wesentlichen Rauch-, Verbrauchs- und HC-Anstieg, durch die Tatsache, dass die Gemischbildungsenergie über einen längeren Zeitraum hoch bleibt. Diese Möglichkeit bedeutet vor allem eine Absenkung von Stickoxiden, Verbrennungsgeräusch und Zylinderspitzenruck.

Weiters ist aus der Veröffentlichung DE 11 22 325 C1 ein Kolben mit einer Kolbenmulde und einer Einschnürung bekannt, wobei zwischen Quetschfläche und Einschnürung eine Einformung vorgesehen ist.

Bei nach dem HCLI-Verfahren oder HPLI-Verfahren arbeitenden Brennkraftmaschinen wurden bisher derartige Kolbenformen mit tiefer, eingeschnürter Kolbenmulde nicht verwendet, da bisher angenommen wurde, dass durch die tiefe Kolbenmulde und die starke Quetschströmung Startfähigkeit und thermodynamischer Wirkungsgrad zu stark verschlechtert werden würden. In der US 6,158,413 A wird daher vorgeschlagen, die Quetschströmung überhaupt zu unterdrücken, wobei ein Kolben mit einer sehr flachen Kolbenmulde verwendet wird.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine zu entwickeln, mit welchem sich einerseits vom unteren Teillastbereich bis zum Volllastbereich minimale Stickoxid- und Rußemissionen, und andererseits ein hoher Wirkungsgrad erreichen lässt.

Erfindungsgemäß wird dies durch folgende Schritte erreicht:

- Betreiben der Brennkraftmaschine in einem ersten, der niedrigen Teillast zugeordneten Betriebsbereich mit weitgehend homogener Gemischverbrennung und später Kraftstoffeinspritzung, wobei die Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen etwa  $50^\circ$  bis  $5^\circ$  Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase begonnen wird;
- Betreiben der Brennkraftmaschine in einem zweiten, der mittleren Teillast zugeordneten Betriebsbereich mit Niedrigtemperatur-Gemischverbrennung und noch späterer Einspritzung als im ersten Betriebsbereich, wobei Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen  $2^\circ$  Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt und etwa  $20^\circ$  Kurbelwinkel, vorzugsweise  $10^\circ$  Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase begonnen wird,
- wobei vorzugsweise der Kraftstoff im ersten Betriebsbereich über erste Einspritzöffnungen und im zweiten Betriebsbereich zumindest über zweite Einspritzöffnungen eines vorzugsweise als Doppelnadeldüse ausgeführten Einspritzventils in den Brennraum eingespritzt wird.

Im ersten Betriebsbereich arbeitet die Brennkraftmaschine nach dem HCLI-Verfahren, bei dem der Einspritzzeitpunkt relativ früh im Kompressionstakt, also im Bereich von etwa  $50^\circ$  bis  $5^\circ$  Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt, liegt. Die Einspritzung des Kraftstoffes erfolgt im ersten Betriebsbereich vorzugsweise in einem Bereich zwischen 400 und 1000 bar. Der Verbrennungsschwerpunkt liegt zwischen  $10^\circ$  vor bis  $10^\circ$  Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt, wodurch sich ein sehr hoher Wirkungsgrad erreichen lässt. Durch die relativ hohe Abgasrückführrate zwischen 50% und 70% liegt die lokale Verbrennungstemperatur unter der NO<sub>x</sub>-Bildungstemperatur. Das lokale Luftverhältnis bleibt somit oberhalb der Rußbildungsgrenze. Die Abgasrückführung kann durch externe oder interne Abgasrückführung oder durch eine Kombination von externer und interner Abgasrückführung mit variabler Ventilsteuerung erreicht werden.

Im zweiten Betriebsbereich wird die Brennkraftmaschine nach dem HPLI-Verfahren betrieben. Dabei liegt der Hauptanteil der Einspritzphase nach dem oberen Totpunkt der Kompression. Wegen des - verglichen mit der konventionellen Einspritzung vor dem oberen Totpunkt - nach dem oberen Totpunkt sinkenden Temperaturniveaus und der gegenüber konventioneller Betriebsweise erhöhten Menge rückgeführten Abgases zwischen 20% und 40% ist der Zündverzug hier länger. Gegebenenfalls können zur Verlängerung des Zündverzuges auch weitere Mittel, wie eine Absenkung des effektiven Kompressionsverhältnisses und/oder

der Einlasstemperatur, sowie zur Verkürzung der Einspritzdauer eine Erhöhung des Einspritzdrucks und/oder eine Vergrößerung der Spritzlochquerschnitte der Einspritzdüse, herangezogen werden. Die Einspritzdauer wird derart gestaltet, dass das Einspritzende vor dem Verbrennungsbeginn liegt. In diesem Fall kann die Rußemission auf sehr niedrigem Niveau gehalten werden. Dies kann dadurch erklärt werden, dass dabei das gleichzeitige Auftreten von flüssigem Kraftstoff im Kraftstoffstrahl einerseits und der den Strahl konventionellerweise umhüllenden Flamme andererseits, vermieden wird, wodurch auch die sonst zur Rußbildung führenden, unter Luftmangel ablaufenden, Oxidationsreaktionen in Strahlnähe unterbunden werden. Für das Verbrennungsverfahren im zweiten Betriebsbereich werden Einspritzdrücke von mindestens 1000 bar benötigt. Der Vorteil dieses Verfahrens ist, dass sehr niedrige NO<sub>x</sub>- und Partikelemissionen entstehen und dass eine relativ hohe Abgastemperatur erreicht wird, welche wiederum von Vorteil ist bei der Regeneration von Partikel-Abgasnachbehandlungseinrichtungen.

Vorzugsweise ist vorgesehen, dass im ersten Betriebsbereich der Kraftstoff bei geringerer Durchflussmenge als im zweiten Betriebsbereich eingespritzt wird. Besonders niedrige Stickoxid- und Rußemissionen lassen sich erreichen, wenn der Kraftstoff im ersten und im zweiten Betriebsbereich in entlang einer Kegelmantelfläche angeordneten Kraftstoffstrahlen eingespritzt wird, wobei der Kraftstoff im ersten Betriebsbereich mit unterschiedlichem, vorzugsweise kleinerem Kegelöffnungswinkel eingespritzt wird als im zweiten Betriebsbereich.

In weiterer Ausführung der Erfindung ist vorgesehen, dass in einem dritten, der oberen Teillast und der Volllast zugeordnete Betriebsbereich der Hauptanteil der Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen 10° vor bis 10° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt erfolgt, wobei vorzugsweise vorgesehen ist, dass im dritten Betriebsbereich eine Mehrfacheinspritzung durchgeführt wird. Die Abgasrückführrate beträgt im dritten Betriebsbereich bis zu 30%, vorzugsweise etwa 10% bis 20%. Dadurch lassen sich einerseits eine hohe Leistung, andererseits geringe NO<sub>x</sub>-Emissionen und geringe Partikelemissionen erreichen.

Im dritten Betriebsbereich kann der Kraftstoff durch die ersten und/oder durch die zweiten Einspritzöffnungen eingespritzt werden.

Die Brennkraftmaschine wird im ersten, zweiten und/oder im dritten Betriebsbereich mit einem globalen Luftverhältnis von etwa 1,0 bis 2,0 betrieben.

Vorteilhafterweise ist vorgesehen, dass die Abgasrückführung extern und/oder intern durchgeführt wird und der Drall zumindest in einem Bereich, vorzugsweise



in allen drei Bereichen, variabel ist. Günstige Abgaswerte bei geringem Kraftstoffverbrauch können mit Drallzahlen zwischen 0 und 5 erreicht werden.

Weiters ist es von Vorteil, wenn das geometrische Kompressionsverhältnis variabel ist. Das geometrische Kompressionsverhältnis ist dabei in einem Bereich zwischen 13 und 19 veränderbar. Ein hohes Kompressionsverhältnis ist für die Phase des Kaltstarts von Vorteil. Eine Reduzierung des Kompressionsverhältnisses während des Lastanstieges erhöht sowohl im ersten, als auch im zweiten Betriebsbereich die maximal erreichbare Last und verringert die Rußemissionen durch längeren Zündverzug.

Dabei kann vorgesehen sein, dass das effektive Kompressionsverhältnis durch den Schließzeitpunkt zumindest eines Einlassventiles verändert wird. Durch Verzögerung des Einlassschlusses oder durch sehr frühen Einlassschluss kann das effektive Kompressionsverhältnis reduziert werden, wodurch die für niedrige NO<sub>x</sub>-Raten und Rußemissionen erforderliche Abgasrückführrate vermindert werden kann. Dabei können sowohl der Zeitpunkt des Einlassöffnens, als auch der Zeitpunkt des Einlassschließens oder nur der Einlassschließzeitpunkt verschoben werden.

In weiterer Ausführung der Erfindung ist vorgesehen, dass der Wechsel vom ersten zum zweiten Betriebsbereich bzw. vom zweiten zum ersten Betriebsbereich durch Reduktion bzw. Erhöhung der Abgasrückführrate eingeleitet wird. Alternativ dazu ist es auch möglich, dass der Übergang vom ersten zum zweiten Motorbetriebsbereich bzw. umgekehrt durch Reduktion der internen oder externen Abgasrückführrate und durch Verzögern des Einspritzbeginnes bzw. durch Erhöhen der Abgasrückführrate und durch Vorverlegung des Einspritzbeginnes eingeleitet wird.

Vorzugsweise ist dabei vorgesehen, dass die Reduktion der Abgasrückführrate beim Übergang zwischen ersten und zweiten Motorbetriebsbereich durch Steuerung des Öffnungs- und/oder Schließzeitpunktes des Einlassventiles erfolgt.

Der effektive Mitteldruck beträgt vorzugsweise im ersten Betriebsbereich zwischen etwa 0 und 6 bar, besonders vorzugsweise bis 5,5 bar, im zweiten Betriebsbereich zwischen etwa 3,5 bis 8 bar, besonders vorzugsweise zwischen 4 und 7 bar, und im dritten Betriebsbereich mindestens etwa 5,5 bar, besonders vorzugsweise mindestens etwa 6 bar.

Zur Durchführung des Verfahrens ist eine direkteinspritzende Diesel-Brennkraftmaschine mit zumindest einem Zylinder für einen hin- und hergehenden Kolben erforderlich, bei der der Beginn der Kraftstoffeinspritzung zumindest zwischen 50° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt und 20° nach dem oberen Totpunkt,

vorzugsweise bis 50° nach dem oberen Totpunkt, und die Abgasrückführrate zwischen etwa 0% bis 70% variiert ist. Weiterhin ist vorgesehen, dass der Kraftstoffeinspritzdruck zumindest zwischen einem ersten und einem zweiten Druckniveau variiert ist, wobei vorzugsweise das erste Druckniveau einen Bereich bis etwa 1000 bar und das zweite Druckniveau einen Bereich von mindestens 1000 bar abdeckt, sowie dass eine Einrichtung zur Veränderung des Drallniveaus vorgesehen sein kann.

Weiters ist es von Vorteil, wenn Einlassöffnungszeitpunkt und Einlassschließzeitpunkt variiert sind. Um dies zu realisieren, ist es vorteilhaft, wenn mittels einer Phasenschiebereinrichtung die Steuerzeiten des Einlassventiles oder auch des Auslassventiles verschiebbar sind. Sehr vorteilhaft ist es dabei, wenn zumindest ein Einlassventil in der Auslassphase aktivierbar ist. Zusätzlich oder alternativ dazu kann vorgesehen sein, dass zumindest ein Auslassventil in der Einlassphase aktivierbar ist.

Zur Durchführung der Einspritzung eignet sich am besten eine Doppelnadeldüse mit ersten und zweiten Einspritzöffnungen, welche separat ansteuerbar sind.

Um unterschiedliche Durchflüsse im ersten und zweiten Betriebsbereich zu erwirken, kann vorgesehen sein, dass die ersten Einspritzöffnungen in Summe einen kleineren Durchflussquerschnitt aufweisen, als die zweiten Einspritzöffnungen.

Da im ersten und zweiten Betriebsbereich unterschiedliche Verbrennungsstrategien angewendet werden, ist es von Vorteil, wenn die Mittelachsen der ersten Einspritzöffnungen entlang einer ersten Kegelmantelfläche und die Mittelachsen der zweiten Einspritzöffnungen entlang einer zweiten Kegelmantelfläche angeordnet sind, wobei der Kegelöffnungswinkel der ersten Kegelmantelfläche kleiner sein kann als der Kegelöffnungswinkel der zweiten Kegelmantelfläche.

In einer besonders bevorzugten Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, dass die erste und die zweite Düsenadel koaxial angeordnet sind, wobei vorzugsweise die erste Düsenadel in der als Hohladel ausgebildeten zweiten Düsenadel geführt ist. Alternativ dazu ist es auch möglich, dass die erste und die zweite Düsenadel parallel nebeneinander in einem Düsenhalter angeordnet sind.

Doppelnadeldüsen mit koaxial oder parallel nebeneinander angeordneten Düsenadeln sind aus der DE 100 40 738 A1 bekannt.

Für den HCLI-Betrieb ist vorgesehen, dass zumindest ein Kolben mit zumindest einer Quetschfläche und einer torusförmigen Kolbenmulde und einer Einschnürung im Übergangsbereich zwischen Quetschfläche und Kolbenmulde bereitge-

stellt wird, dass bei Aufwärtsbewegung des Kolbens eine von außen nach innen in die Kolbenmulde gerichtete Quetschströmung erzeugt wird, dass der Kraftstoff zumindest überwiegend in die torusförmige Kolbenmulde eingespritzt wird und durch die Quetschströmung entlang der Kolbenmuldenseitenwand und/oder des Kolbenbodens unter zumindest teilweisem Verdampfen transportiert wird. Der Kraftstoffstrahl wird dabei in die in die Kolbenmulde einströmende Quetschströmung eingespritzt. Die Quetschströmung leitet den Großteil des Kraftstoffes in die Kolbenmulde, wo er verdampft und eine annähernd homogene Vermischung mit der einströmenden Luft erfährt. Die Strömung in der Kolbenmulde hängt davon ab, ob eine drallbehaftete oder dralllose Einlassströmung vorliegt.

Vorzugsweise ist dabei vorgesehen, dass der Kraftstoff in Richtung der Einschnürung des Kolbens gespritzt wird, wobei zu Einspritzbeginn der Schnittpunkt der Strahlachse zumindest eines Einspritzstrahles für einen Großteil der Kraftstoffmenge in einem Bereich zwischen der Muldenseitenwand und den Quetschfläche liegt, der einen überhängenden Wandbereich, die Einschnürung sowie einen Einlaufbereich zwischen Quetschfläche und Einschnürung beinhaltet.

Bei konventionellen Diesel-Brennkraftmaschinen wird üblicherweise der Schnittpunkt und der Einspritzzeitpunkt des Kraftstoffes so gewählt, dass der Kraftstoff bei Einspritzbeginn – unabhängig von der Belastung – auf den überhängenden Wandbereich unterhalb der Einschnürung auftrifft. Beim Gegenstand der vorliegenden Erfindung ist vorgesehen, dass der Schnittpunkt bei niedriger Last auf einen Bereich des überhängenden Wandbereiches innerhalb der Kolbenmulde eingestellt wird, und dass mit ansteigender Last der Schnittpunkt in Richtung der Einschnürung verschoben wird. Dies kann durch Vorverlegen des Einspritzzeitpunktes erreicht werden. Dadurch wird ein Teil des Kraftstoffes in den Spalt zwischen Kolben und dem Zylinderkopf – entgegen der Quetschströmung – eingespritzt. Ein großer Teil des in den Zwischenraum zwischen Kolbenoberfläche und Zylinderkopf eingespritzten Kraftstoffes wird von der Quetschströmung in die Kolbenmulde mitgerissen. Dies verbesserte die Luftverteilung und die Gemischaufbereitung unter vorteilhafter Verringerung der HC- und CO-Emissionen. Die Verbrennung des Kraftstoff-Luftgemisches erfolgt sowohl in der Kolbenmulde, als auch im Zwischenraum zwischen der Kolbenoberfläche und dem Zylinderkopf.

Da die Brennkraftmaschine mit relativ hohen Abgasrückführraten zwischen 50° und 70° betrieben wird, liegt die lokale Verbrennungstemperatur unter der NOx-Bildungstemperatur. Das lokale Luftverhältnis bleibt oberhalb der Rußbildungsgrenze. Die Abgasrückführung kann durch externe oder interne Abgasrückführung oder durch eine Kombination von externer und interner Abgasrückführung mit variabler Ventilsteuerung erreicht werden. Die Kraftstoffeinspritzung erfolgt bei einem Einspritzdruck zwischen 500 und 2500 bar. Der Verbrennungsschwer-



punkt liegt zwischen  $10^\circ$  vor bis  $10^\circ$  Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt, wodurch sich ein sehr hoher Wirkungsgrad einstellt. Die Brennkraftmaschine wird mit einem globalen Luftverhältnis von etwa 1,0 bis 2,0 betrieben.

Im Rahmen der Erfindung ist für den HPLI-Betrieb vorgesehen, dass zumindest ein Kolben mit zumindest einer Quetschfläche und einer torusförmigen Kolbenmulde und einer Einschnürung im Übergangsbereich zwischen Quetschfläche und Kolbenmulde bereitgestellt wird, dass bei Aufwärtsbewegung des Kolbens eine von außen nach innen in die Kolbenmulde gerichtete Quetschströmung erzeugt und eine turbulente Grundströmung innerhalb der Kolbenmulde initiiert wird, dass der Kraftstoff zumindest überwiegend in die torusförmige Kolbenmulde eingespritzt wird und entlang der Kolbenmuldenseitenwand und/oder des Kolbenbodens unter zumindest teilweisem Verdampfen transportiert wird. Die Strömung in der Kolbenmulde hängt davon ab, ob eine drallbehaftete oder dralllose Einlassströmung vorliegt.

Die Verbrennung des Kraftstoff-Luftgemisches erfolgt sowohl in der Kolbenmulde, als auch im Zwischenraum zwischen der Kolbenoberseite und dem Zylinderkopf.

Beim HPLI-Verfahren liegt der Hauptanteil der Einspritzphase nach dem oberen Totpunkt der Kompression. Wegen des - verglichen mit der konventionellen Einspritzung vor dem oberen Totpunkt - nach dem oberen Totpunkt sinkenden Temperaturniveaus und der gegenüber konventioneller Betriebsweise erhöhten Menge rückgeführten Abgases zwischen 20% und 40% ist der Zündverzug hier länger. Gegebenenfalls können zur Verlängerung des Zündverzuges auch weitere Mittel, wie eine Absenkung des effektiven Kompressionsverhältnisses und/oder der Einlasstemperatur, sowie zur Verkürzung der Einspritzdauer eine Erhöhung des Einspritzdrucks und/oder eine Vergrößerung der Spritzlochquerschnitte der Einspritzdüse, herangezogen werden. Die Einspritzdauer wird derart gestaltet, dass das Einspritzende vor dem Verbrennungsbeginn liegt. In diesem Fall kann die Rußemission auf sehr niedrigem Niveau gehalten werden. Dies kann dadurch erklärt werden, dass dabei das gleichzeitige Auftreten von flüssigem Kraftstoff im Kraftstoffstrahl einerseits und der den Strahl konventionellerweise umhüllenden Flamme andererseits, vermieden wird, wodurch auch die sonst zur Rußbildung führenden, unter Luftmangel ablaufenden, Oxidationsreaktionen in Strahlnähe unterbunden werden. Für das HPLI-Verbrennungsverfahren werden Einspritzdrücke von mindestens 500 bar benötigt. Der Vorteil dieses Verfahrens ist, dass sehr niedrige NOx- und Partikelemissionen entstehen und dass eine relativ hohe Abgastemperatur erreicht wird, welche wiederum von Vorteil ist bei der Regeneration von Partikel-Abgasnachbehandlungseinrichtungen. Die Brennkraftmaschine wird mit einem globalen Luftverhältnis von etwa 1,0 bis 2,0 betrieben.

Weiters ist es von Vorteil, wenn das geometrische Kompressionsverhältnis variabel ist. Das geometrische Kompressionsverhältnis ist dabei in einem Bereich zwischen 14 und 18 veränderbar. Ein hohes Kompressionsverhältnis ist für die Phase des Kaltstarts von Vorteil. Eine Reduzierung des Kompressionsverhältnisses während des Lastanstieges erhöht die maximal erreichbare Last und verringert die Rußemissionen durch längeren Zündverzug.

Dabei kann vorgesehen sein, dass das effektive Kompressionsverhältnis durch den Schließzeitpunkt zumindest eines Einlassventiles verändert wird. Durch Verzögerung des Einlassschlusses oder durch sehr frühen Einlassschluss – etwa um  $0^\circ$  bis  $20^\circ$  Kurbelwinkel – kann das effektive Kompressionsverhältnis reduziert werden, wodurch die für niedrige NO<sub>x</sub>-Raten und Rußemissionen erforderliche Abgasrückführrate vermindert werden kann. Dabei können sowohl der Zeitpunkt des Einlassöffnens, als auch der Zeitpunkt des Einlassschließens oder nur der Einlassschlußzeitpunkt verschoben werden. Durch Spätstellung des Einlassventilschließzeitpunktes in zumindest einem Betriebsbereich kann das Verbrennungsgeräusch deutlich gesenkt werden. Auch die Rauchbildung kann vermindert und der Kraftstoffverbrauch insbesondere bei höheren Lasten reduziert werden. Durch Früh- oder Spätverstellen des Einlassschlusses lässt sich die Verdichtungs- endtemperatur absenken und der Zündverzug verzögern. Bei Frühverstellen des Einlassschlusses ergibt sich der zusätzliche Effekt der Ladungskühlung. Über den Schließzeitpunkt der Einlassventile lässt sich somit der Verbrennungsablauf, insbesondere die Schwerpunkt- lage der Verbrennung (MFB 50% - mass fraction burned) regeln. Dies kann entweder zusätzlich oder kombiniert mit der MFB 50% - Regelung über den Einspritzzeitpunkt – oder als eigenständiger Regeleingriff bei nahezu homogener HCCI-Verbrennung (Homogeneous Charge Compression Ignition), wo keine Korrelation zwischen Einspritzbeginn und Brennbeginn bzw. der MFB 50%-Lage gegeben ist, erfolgen. Auch die Verbrennungsdämpfung bzw. der Verlauf der Wärmefreisetzungsrate bzw. die Lage und des Beitrags des maximalen Zylinderdruckgradienten  $dp/d\alpha$  ( $p$ ...Zylinderdruck,  $\alpha$ ...Kurbelwinkel) über den Schließzeitpunkt der Einlassventile – zusätzlich zur oder kombiniert mit einer  $dp/d\alpha$ -Regelung über interne Abgasrückführung, oder als eigenständiger Regeleingriff bei nahezu homogener HCCI-Verbrennung, wo keine Korrelation zwischen Einspritzbeginn und Brennbeginn, bzw. MFB 50%-Lage gegeben ist – geregelt werden. Weiters kann der Zündverzug (also das Zeitfenster zwischen Einspritzbeginn und dem Beginn der Hauptverbrennung ohne Vorreaktionen), insbesondere in Kombination mit interner oder externer Abgasrückführung, über den Schließzeitpunkt der Einlassventile optimal geregelt werden.

Sowohl beim HCLI-, als auch beim HPLI-Betrieb ist es vorteilhaft, wenn eine drallbehaftete Einlassströmung mit einer Drallzahl  $\geq 1$  im Zylinder erzeugt wird

und dass der Kraftstoff durch die Quetschströmung entlang der Kolbenmulden-  
seitenwand unter zumindest teilweisem Verdampfen in Richtung Kolbenboden  
und weiter entlang des Kolbenbodens zum Muldenzentrum transportiert wird. Der  
Drall wird während der Kompressionsphase innerhalb der Kolbenmulde aufrecht  
gehalten.

In einer anderen Ausführung dagegen ist vorgesehen, dass eine dralllose Einlass-  
strömung mit einer Drallzahl  $< 1$  im Zylinder erzeugt wird und dass der Kraftstoff  
durch die Quetschströmung unter zumindest teilweisem Verdampfen vom Mul-  
denzentrum entlang des Kolbenbodens zur Kolbenmuldenseitenwand und weiter  
zur Einschnürung transportiert wird.

Überraschenderweise hat sich gezeigt, dass durch die eingezogene Kolbenmulde  
die Startfähigkeit bei nach dem HCLI-Verfahren und/oder nach dem HPLI-Ver-  
fahren arbeitenden Brennkraftmaschinen nicht wesentlich verschlechtert wird.  
Die Einbuße an thermodynamischem Wirkungsgrad zu Folge der Quetschströ-  
mung kann durch die verbesserte Gemischaufbereitung in der Kolbenmulde zu  
Folge der hohen Turbulenz mehr als wett gemacht werden.

Zur Durchführung des Verfahrens eignet sich eine Brennkraftmaschine mit zu-  
mindest einer Einspritzeinrichtung zur direkten Kraftstoffeinspritzung, mit einer  
Abgasrückführeinrichtung und zumindest einem in einem Zylinder hin- und her-  
gehenden Kolben, welcher eine ausgeprägte Quetschfläche und eine torusförmige  
Kolbenmulde aufweist. Der Kolben weist dabei im Übergangsbereich zwischen  
den Quetschfläche und der Kolbenmulde eine kreisförmige Einschnürung auf.  
Dadurch wird einerseits eine ausgeprägte Quetschströmung erzeugt und ande-  
rerseits erreicht, dass die Strömung mit relativ hoher Geschwindigkeit in die  
Mulde einströmt. Das relativ hohe Turbulenzniveau innerhalb der Kolbenmulde  
wirkt sich vorteilhaft auf das Durchbrennverhalten aus, wodurch HC- und CO-  
Emissionen deutlich verringert werden können. Besonders vorteilhaft ist es, wenn  
die Kolbenmulde so bemessen ist, dass für das Verhältnis größter Muldendurch-  
messer  $D_B$  zu Kolbendurchmesser  $D$  gilt:  $0,5 < D_B/D < 0,7$  und wenn die Kol-  
benmulde so bemessen ist, dass für das Verhältnis größte Muldentiefe  $H_B$  zu Kol-  
bendurchmesser  $D$  gilt:  $0,12 < H_B/D < 0,22$ . Dadurch kann die freie Kraftstoff-  
strahllänge möglichst groß gehalten werden. Zur Ausbildung einer ausgeprägten  
Quetschströmung ist vorzugsweise vorgesehen, dass die Kolbenmulde so bemes-  
sen ist, dass für das Verhältnis Durchmesser  $D_T$  der Einschnürung zu größtem  
Muldendurchmesser  $D_B$  gilt:  $0,7 < D_T/D_B < 0,95$ .

Zwischen der Quetschfläche und der Einschnürung ist als Einlaufbereich eine  
umlaufende ringförmige Einformung mit einem ebenen Boden und einer zylindri-  
schen Wand angeordnet. Vorzugsweise ist vorgesehen, dass die Einformung eine

Tiefe zwischen 5% und 15% der größten Muldentiefe aufweist, dass die Einförmung eine zumindest teilweise zylindrische Wand aufweist und dass die Einförmung im Bereich der Wand einen Durchmesser aufweist, der zwischen 10% bis 20% größer ist als der Durchmesser der Einschnürung. Durch die Einförmung wird bei abwärtsgehendem Kolben eine Verringerung der radialen Ausströmgeschwindigkeit aus der Kolbenmulde erreicht. Dadurch werden Kraftstoffanteile nicht entlang der Kolbenstirnseite, sondern in axialer Richtung zum Zylinderkopf geleitet.

Um die Zylinderfüllung insbesondere bei hohen Raten von rückgeführtem Abgas zu erhöhen und den HCLI-Lastbereich zu erweitern, kann vorgesehen sein, dass die Brennkraftmaschine in zumindest einem Betriebsbereich mit Impulsaufladung betrieben wird. Eine Brennkraftmaschine und ein Verfahren zur Impulsaufladung ist etwa aus der DE 199 08 435 A1 bekannt.

Um bei kurzen Schubphasen NO<sub>x</sub>-Spitzen beim Wiedereinsetzen zu vermeiden, ist es vorteilhaft, wenn im Schubbetrieb eine im Einlassstrang angeordnete Drosselklappe geschlossen und ein Abgasrückführventil in der Abgasrückführleitung geöffnet wird. Aus der DE 101 18 878 A1 ist es bekannt, im Schiebetrieb der Brennkraftmaschine Abgas rückzuführen, um bei längeren Schubphasen ein Absinken der Katalysatortemperatur zu vermeiden.

Um zu hohe Rußemissionen in Folge zu geringen Luft/Kraftstoffverhältnisses zu vermeiden, kann vorgesehen sein, dass die maximal erlaubte Einspritzmenge aus einem minimal erlaubten Luft/Kraftstoffverhältnis und der aktuellen gemessenen Frischluftmasse berechnet wird. Alternativ zur aktuellen gemessenen Frischluftmasse kann das aktuelle Luft/Kraftstoffverhältnis mit einer Sonde gemessen werden.

Der für die Verbrennungsregelung verwendete Istwert zumindest eines Verbrennungsparameters kann als gewichteter Mittelwert aus den vorangegangenen Einzelzykluswerten berechnet werden. Beispielsweise kann der Istwert der Schwerpunktlage der Verbrennung  $MFB50_{ist}$  eines Zyklus  $z$  aus den letzten vier Einzelzykluswerten mit einer 40%, 30%, 20%, 10% - Gewichtung wie folgt berechnet werden:

$$MFB50_{ist}(z) = 0,4 \cdot MFB50(z^{-1}) + 0,3 \cdot MFB50(z^{-2}) + 0,2 \cdot MFB50(z^{-3}) + 0,1 \cdot MFB50(z^{-4})$$

Weiters ist eine Adaption der Reglerparameter eines Verbrennungsreglers (zum Beispiel eines MFB50-Reglers) als Funktion des geforderten Sollwertes vorteilhaft. Die Parameter des Reglers werden in Abhängigkeit des Sollwertes angepasst. Bei Verschiebung der Schwerpunktlage der Verbrennung MFB 50% in Richtung spät (etwa im HPLI-Betrieb) wird der Einfluss des Einspritzzeitpunktes

auf die Verbrennungslage immer stärker (die Streckenverstärkung steigt). Daher werden die Reglerparameter (Verstärkungsfaktor) als Funktion des Sollwertes der Verbrennungslage MFB 50% so angepasst, dass sich das Übertragungsverhalten des geschlossenen Regelkreises auch für späte Verbrennungslagen nicht ändert.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der Figuren näher erläutert. Es zeigen

- Fig. 1 eine Brennkraftmaschine zur Durchführung des erfindungsgemäßen Verfahrens, in einer schematischen Ansicht,
- Fig. 2 ein Diagramm, in welchem das lokale Luftverhältnis  $\lambda_L$  über der lokalen Temperatur  $T_L$  aufgetragen ist,
- Fig. 3 ein Last-Drehzahldiagramm,
- Fig. 4 bis Fig. 7 Ventilhubdiagramme mit verschiedenen variablen Steuerzeiten,
- Fig. 8 ein Einspritzzeit-EGR-Rate-Lastdiagramm,
- Fig. 9 ein Messdiagramm für den ersten Betriebsbereich A,
- Fig. 10 ein Messdiagramm für den zweiten Betriebsbereich B,
- Fig. 11 eine Doppelnadeldüse mit coaxialer Düsennadel,
- Fig. 12 eine Doppelnadeldüse mit parallel nebeneinander angeordneten Düsennadeln,
- Fig. 13 und Fig. 14 einen Zylinder der erfindungsgemäßen Brennkraftmaschine im Längsschnitt,
- Fig. 15 das Detail III aus Fig. 13 und
- Fig. 16 dieses Detail gemäß dem Stand der Technik.

Fig. 1 zeigt eine Brennkraftmaschine 1 mit einem Einlasssammler 2 und einem Auslasssammler 3. Die Brennkraftmaschine 1 wird über einen Abgasturbolader 4, welche eine abgasbetriebene Turbine 5 und einen durch die Turbine 5 angetriebenen Verdichter 6 aufweist, aufgeladen. Stromaufwärts des Verdichters 6 ist auf der Einlassseite ein Ladeluftkühler 7 angeordnet.

Weiters ist ein Hochdruck-Abgasrückführsystem 8 mit einer ersten Abgasrückführleitung 9 zwischen dem Abgasstrang 10 und der Einlassleitung 11 vorgese-



hen. Das Abgasrückführsystem 8 weist einen Abgasrückführkühler 12 und ein Abgasrückführventil 13 auf. Abhängig von der Druckdifferenz zwischen den Auslassstrang 10 und der Einlassleitung 11 kann in der ersten Abgasrückführleitung 9 auch eine Abgaspumpe 14 vorgesehen sein, um die Abgasrückführrate zu steuern bzw. zu erhöhen.

Neben diesem Hochdruck-Abgasrückführsystem 8 ist ein Niederdruck-Abgasrückführsystem 15 stromabwärts der Turbine 5 und stromaufwärts des Verdichters 6 vorgesehen, wobei in der Abgasleitung 16 stromabwärts eines Partikelfilters 17 eine zweite Abgasrückführleitung 18 abzweigt und stromaufwärts des Verdichters 6 in die Ansaugleitung 19 einmündet. In der zweiten Abgasrückführleitung 18 ist weiters ein Abgasrückführkühler 20 und ein Abgasrückführventil 21 angeordnet. Zur Steuerung der Abgasrückführrate ist in der Abgasleitung 16 stromabwärts der Abzweigung ein Abgasventil 22 angeordnet.

Stromaufwärts der Abzweigung der ersten Abgasrückführleitung 9 ist im Abgasstrang 10 ein Oxidationskatalysator 23 angeordnet, welcher HC, CO und flüchtige Teile der Partikelemissionen entfernt. Ein Nebeneffekt ist, dass die Abgastemperatur dabei erhöht wird und somit zusätzliche Energie der Turbine 5 zugeführt wird. Prinzipiell kann dabei der Oxidationskatalysator 23 auch stromabwärts der Abzweigung der Abgasrückführleitung angeordnet sein. Die in Fig. 1 gezeigte Anordnung mit der Abzweigung stromabwärts des Oxidationskatalysators 23 hat den Vorteil, dass der Abgaskühler 12 einer geringeren Verschmutzung ausgesetzt ist, aber den Nachteil, dass aufgrund der höheren Abgastemperaturen eine höhere Kühlleistung durch den Abgasrückführkühler 12 notwendig wird.

Alternativ oder zusätzlich zur Aufladung durch den Verdichter 6 kann auch eine Impulsaufladung vorgesehen sein. Die Impulsaufladung ist eine Weiterentwicklung der Schwingrohraufladung. Eine Steigerung der Zylinderfüllung wird erreicht, wenn die Schwingrohrlänge mit der Motordrehzahl so korrespondiert, dass die Unterdruckwelle des ansaugenden Zylinders nach Reflexion am Schwingensammler als Überdruckwelle das Einlassventil erreicht und dieser Überdruck nach Einlassschluss im Brennraum eingeschlossen wird. Die Gasdynamik des Ladungswechsels wird dabei durch ein Impulsschaltorgan in jedem Saugrohr gesteigert. Wird das Impulsschaltorgan vor dem Einlassschluss geschlossen, ist durch die Verdichterwirkung des rückkehrenden Kolbens ein Überdruckaufbau im Einlasskanal stromabwärts des Impulsschaltorgans möglich. Diese Druckspeicherung erfordert ein sehr dichtes Klappensystem mit kurzen Schaltzeiten, insbesondere kleiner als 10 ms – gemessen bei einer Schaltbewegung von einer ersten Endlage in eine zweite Endlage und wieder zurück.

Pro Zylinder 24 weist die Brennkraftmaschine 1 zumindest ein direkt Diesel-Kraftstoff in den Brennraum einspritzendes Einspritzventil 25 auf, welches vorzugsweise in der Lage ist, mehrere Einspritzungen pro Arbeitszyklus vorzunehmen und deren jeweiliger Einspritzbeginn in einem Bereich zwischen  $50^\circ$  Kurbelwinkel CA vor dem oberen Totpunkt TDC bis  $50^\circ$  Kurbelwinkel CA nach dem oberen Totpunkt TDC verändert werden kann. Der Einspritzdruck sollte in einem Bereich zwischen 500 und 2500 bar liegen, wobei vorzugsweise der maximale Einspritzdruck dabei mindestens 1000 bar betragen sollte.

Die Brennraumform und die Kraftstoffeinspritzkonfiguration sind im Wesentlichen für eine konventionelle Volllast-Diesel-Verbrennung auszulegen.

Fig. 2 zeigt ein Diagramm, in welchem das lokale Luftverhältnis  $\lambda_L$  über der lokalen Verbrennungstemperatur  $T_L$  aufgetragen ist. In dem mit SOOT bezeichneten Bereich tritt starke Rußbildung auf, mit NOx ist der Bereich starker Stickoxidbildung bezeichnet. Mit A, B, C sind erster, zweiter und dritter Betriebsbereich des hier beschriebenen Verfahrens eingetragen.

Der erste Betriebsbereich A ist dabei dem unteren bis mittleren Teillastbereich  $L_L$ , der zweite Motorbetriebsbereich B dem mittleren bis oberen Teillastbereich  $L_M$  und der dritte Motorbetriebsbereich C dem Hochlast- und Volllastbereich  $L_H$  zugeordnet, wie aus dem in Fig. 3 dargestellten Last L-Drehzahl n-Diagramm zu entnehmen ist.

Im ersten Betriebsbereich A, welcher auch als HCLI-Bereich bezeichnet wird (Homogenous Charge Late Injection) liegt der Beginn der Einspritzung relativ früh im Kompressionstakt, also etwa bei  $50^\circ$  bis  $5^\circ$  Kurbelwinkel CA vor dem oberen Totpunkt TDC nach dem Kompressionstakt, wodurch ein langer Zündverzug zur Ausbildung eines teilhomogenen Gemisches für eine vorgemischte Verbrennung zur Verfügung steht. Durch die ausgeprägte Vormischung und Verdünnung können extrem niedrige Ruß- und NOx-Emissionswerte erreicht werden. Wie aus Fig. 2 hervorgeht, liegt der erste Betriebsbereich A deutlich über der für die Rußentstehung maßgeblichen Grenze für das lokale Luftverhältnis  $\lambda_{LS}$ . Durch eine hohe Abgasrückführrate EGR zwischen 50% bis 80% wird erreicht, dass die lokale Verbrennungstemperatur  $T_L$  stets unter der minimalen Stickoxidbildungstemperatur  $T_{NOx}$  bleibt. Die Einspritzung erfolgt bei einem Druck zwischen 400 und 1000 bar. Der lange Zündverzug bewirkt, dass die Verbrennungsphase in die wirkungsgradoptimale Lage um den oberen Totpunkt TDC geschoben wird. Der Verbrennungsschwerpunkt liegt in einem Bereich zwischen  $-10^\circ$  bis  $10^\circ$  Kurbelwinkel CA nach dem oberen Totpunkt TDC, wodurch ein hoher Wirkungsgrad erreicht werden kann. Die hohe Abgasrückführrate EGR, welche für den ersten Betriebsbereich A erforderlich ist, kann entweder durch externe Abgasrückführung

alleine, oder durch Kombination externer mit interner Abgasrückführung durch variable Ventilsteuerung erzielt werden.

Im zweiten Betriebsbereich B wird die Brennkraftmaschine nach dem sogenannten HPLI-Verfahren (Highly Premixed Late Injection) betrieben. Dabei liegt der Hauptanteil der Einspritzphase nach dem oberen Totpunkt TDC. Im zweiten Betriebsbereich B wird die Brennkraftmaschine mit einer Abgasrückführrate zwischen 20% bis 40% betrieben, wobei der Beginn der Einspritzung in einem Bereich zwischen 2° Kurbelwinkel CA vor dem oberen Totpunkt bis 20° Kurbelwinkel CA nach dem oberen Totpunkt liegt. Durch die vollständige Trennung des Endes der Einspritzung und des Beginnes der Verbrennung wird eine teilweise Homogenisierung des Gemisches mit vorgemischter Verbrennung erreicht. Wegen des verglichen mit der konventionellen Einspritzung vor dem oberen Totpunkt sinkenden Temperaturniveaus und der gegenüber konventioneller Betriebsweise erhöhten Menge rückgeführten Abgase ist der Zündverzug länger. Zur Verlängerung des Zündverzuges können auch andere Mittel, wie eine Absenkung des effektiven Kompressionsverhältnisses  $\epsilon$  und/oder der Einlasstemperatur sowie zur Verkürzung der Einspritzdauer eine Erhöhung des Einspritzdruckes und/oder eine Vergrößerung der Spritzlochquerschnitte der Einspritzdüse herangezogen werden. Die kurze Einspritzdauer ist erforderlich, damit das Einspritzende noch vor dem Verbrennungsbeginn liegt. In diesem Fall kann die Rußemission auf sehr niedrigem Niveau gehalten werden. Dies kann dadurch erklärt werden, dass dabei das gleichzeitige Auftreten von flüssigem Kraftstoff im Kraftstoffstrahl und der den Strahl konventionellerweise umhüllenden Flamme vermieden wird, wodurch auch die sonst zur Rußbildung führenden, unter Luftmangel ablaufenden Oxidationsreaktionen in Strahlnähe unterbunden werden. Die späte Lage des Einspritzzeitpunktes führt zusammen mit dem relativ langen Zündverzug zu einer Spätverlagerung des gesamten Verbrennungsablaufes, wodurch auch der Zylinderdruckverlauf nach spät verschoben und die Maximaltemperatur abgesenkt wird, was zu einer niedrigen NO<sub>x</sub>-Emission führt.

Die Spätverschiebung des Brennverlaufes bewirkt eine Absenkung der Maximaltemperatur, führt aber gleichzeitig zu einer Anhebung der Temperatur bei einem gegebenen späteren Kurbelwinkel CA, was den Rußabbrand wiederum verstärkt.

Die Verschiebung der Verbrennung in den Expansionstakt führt darüber hinaus wieder im Zusammenwirken mit der hohen Abgasrückführrate EGR trotz der wegen des langen Zündverzugs größeren vorgemischten Kraftstoffmenge und folglich höheren maximalen Brennrate zu einer das zulässige Maß nicht übersteigenden Druckanstiegsrate in Zylinder. Die hohe maximale Brennrate, die zu einem hohen Gleichraumgrad führt, ist in der Lage, den Wirkungsgradverlust durch Spätverlagerung der Verbrennungsphase zum Teil auszugleichen. Zur Erzielung

eines hohen Wirkungsgrades sollte der Verbrennungsschwerpunkt möglichst nahe am oberen Totpunkt TDC sein.

Der Vorteil des im zweiten Betriebsbereich B verwendenden HPLI-Verfahrens ist, dass sehr geringe NO<sub>x</sub>- und Partikelemissionen entstehen und dass eine hohe Abgastemperatur erreicht werden kann, welche für die Regeneration eines Partikelfilters von Vorteil ist. Wie aus der Fig. 2 hervorgeht, liegt die lokale Verbrennungstemperatur  $T_L$  im zweiten Betriebsbereich B zu einem kleinen Teil über der unteren NO<sub>x</sub>-Bildungstemperatur  $T_{NOx}$ . Das lokale Luftverhältnis  $\lambda_L$  liegt dabei größtenteils über der Rußbildungsgrenze  $\lambda_{LS}$ . Im zweiten Betriebsbereich B wird zwar Ruß zu Beginn des Verbrennungsprozesses gebildet, durch die starken Turbulenzen zu Folge der Hochdruckeinspritzung und durch hohe Temperaturen ist der Ruß aber gegen Ende des Verbrennungsprozesses oxidiert, wodurch insgesamt sehr geringe Rußemissionen entstehen.

Im dritten Betriebsbereich C wird die Brennkraftmaschine konventionell mit Abgasrückföhrdaten EGR zwischen 0% bis 30% betrieben, wobei Mehrfacheinspritzungen möglich sind. Dadurch kann eine vorgemischte und eine Diffusionsverbrennung durchgeführt werden. Für die Abgasrückföhrung kann auch eine Kombination aus externer und interner Abgasrückföhrung verwendet werden.

Zu Vergleichszwecken ist in Fig. 2 der Betriebsbereich D punktiert eingezeichnet. Dieser Betriebsbereich D wird beispielsweise in der US 6,338,245 B1 im mittleren bis hohen Teillastbereich gefahren. Dies hat aber den Nachteil, dass Infolge niedriger Temperaturen der Wirkungsgrad schlecht ist. Beim vorliegenden erfindungsgemäßen Verfahren kann dieser Bereich generell vermieden werden.

Optionell kann im ersten, zweiten und/oder dritten Betriebsbereich A, B, C auch ein Drall im Brennraum generiert werden. Die Drallbildung ist von Vorteil, um die Rußbildung weiter zu verringern. Drall und hoher Wirkungsgrad müssen dabei aufeinander abgestimmt werden.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn sich bei der Brennkraftmaschine 1 die Ventilsteuerzeiten variabel verstellen lassen. Dadurch kann genau und schnell die Abgasrückföhrdaten EGR zwischen den Betriebsbereichen A, B, C bei Laständerungen gestellt werden. Durch Kombination von externer und interner Abgasrückföhrung ist eine besonders schnelle und genaue Steuerung der Abgasrückföhrdaten EGR möglich. Schließlich kann mittels variabler Ventilsteuerung auch eine Regelung des effektiven Kompressionsverhältnisses  $\epsilon$  erfolgen, wodurch sich mit verringerter Abgasrückföhrdaten EGR niedrigere Stickoxid- und Rußemissionen erreichen lassen.

Fig. 4 zeigt ein Ventilerhebungsdiagramm, bei dem die Ventilerhebungen  $l_v$  zumindest eines Auslassventiles A und zumindest eines Einlassventiles E über dem Kurbelwinkel CA aufgetragen sind. Durch Verschiebung der Einlassventilkurve E nach spät, beispielsweise mit einem Phasenschieber, können das effektive Kompressionsverhältnis  $\epsilon$  und die erforderliche Abgasrückführrate EGR reduziert werden. Weiters kann durch Verändern des Schließzeitpunktes des Einlassventils der Zündverzug geregelt werden. Durch Spätstellen des Schließzeitpunktes des Einlassventils kann das Verbrennungsgeräusch deutlich abgesenkt werden. Weiters ist eine Reduktion des Rauches und des Kraftstoffverbrauches bei höheren Lasten möglich. Dies kann in allen drei Betriebsbereichen A, B und C erfolgen. Mit  $E_0$  bzw.  $E_c$  sind Öffnungs- und Schließzeitpunkt des Einlassventiles bezeichnet. Mit  $E_{0s}$  und  $E_{oc}$  sind Öffnungsbeginn und Schließzeitpunkt der verschobenen Einlassventilerhebungskurve  $E_s$  angedeutet.

Alternativ dazu kann lediglich auch nur die Schließflanke der Einlassventilerhebungskurve E verändert werden, wodurch der Schließzeitpunkt früher oder später liegt, wie durch die Linien  $E_s'$  und  $E_s''$  in Fig. 5 angedeutet ist. Es lässt sich im Wesentlichen der gleiche Effekt erzielen, wie durch Verschiebung der gesamten Ventilerhebungskurve (Fig. 4).

Interne Abgasrückführung kann bewirkt werden durch erneutes Öffnen des Auslassventils während des Einlasshubes, wie die Linie A' in Fig. 6 zeigt, oder durch erneutes Öffnen des Einlassventiles während des Auslasshubes, siehe Linie E' in Fig. 7. Dadurch kann eine schnelle Steuerung der Abgasrückführrate EGR in allen Betriebsbereichen A, B, C bewirkt werden. Es ist möglich, den Übergang zwischen dem zweiten Betriebsbereich B mit 20% bis 40%iger Abgasrückführrate EGR zum ersten Betriebsbereich A mit 50% bis 70%iger Abgasrückführrate EGR nur durch interne Abgasrückführung und durch Vorverlegen des Beginnes  $\alpha_1$  der Kraftstoffeinspritzung I durchzuführen. Der entgegengesetzte Wechsel vom ersten Betriebsbereich A zum zweiten Betriebsbereich B ist ebenfalls möglich.

Wird keine variable Ventilsteuerung verwendet, so kann der Übergang zwischen dem ersten und dem zweiten Betriebsbereich A, B durch Reduzierung der externen Abgasrückführrate EGR und gleichzeitiger Vorverlegung des Beginnes  $\alpha_1$  der Kraftstoffeinspritzung I durchgeführt werden, wie aus Fig. 8 ersichtlich ist. Durch die gleichzeitige Reduzierung der Abgasrückführrate EGR und Vorverlegung des Beginnes der Kraftstoffeinspritzung I können Fehlzündungen vermieden werden. Umgekehrt kann ein Übergang zwischen dem zweiten Betriebsbereich B zum ersten Betriebsbereich A durch gleichzeitige Erhöhung der internen Abgasrückführrate EGR und durch Vorverlegung des Beginnes  $\alpha_1$  der Einspritzung I durchgeführt werden.



Fig. 9 zeigt ein Messdiagramm eines Ausführungsbeispiels für den ersten Betriebsbereich A, wobei Einspritzung I, Wärmefreisetzungsrate Q, kumulierte Wärmefreisetzungsrate  $\Sigma Q$  und Zylinderdruck p über dem Kurbelwinkel CA aufgetragen sind. Fig. 10 zeigt ein analoges Messdiagramm für den zweiten Betriebsbereich B. Dünne und dicke Linien repräsentieren verschiedene Parameterkonfigurationen. Deutlich ist der relativ lange Zündverzug zwischen der Einspritzung I und der Verbrennung zu erkennen.

Die Figuren 11 und 12 zeigen Einspritzventile 25 mit Doppelnadeldüsen 100, 200 aufweisenden Düsenhaltern 110, 210.

Die Doppelnadeldüse 100 aus Fig. 11 weist eine erste Düsennadel 101 auf, welche in einer hohl ausgeführten zweiten Düsennadel 102 verschiebbar angeordnet ist. Die erste Düsennadel 101 steuert erste Einspritzöffnungen 103, und die zweite Düsennadel 102 steuert zweite Einspritzöffnungen 104 an, welche in der Düsenkuppe 106 angeordnet sind. Die Summe der Durchmesser  $d_1$  der ersten Einspritzöffnungen 103 ist dabei kleiner als die Summe der Durchmesser  $d_2$  der zweiten Einspritzöffnungen 104. Die Mittelachsen 103a, 104a der ersten Einspritzöffnungen 103 und der zweiten Einspritzöffnungen 104 sind auf jeweils einer Kegelfläche 107, 108 angeordnet, deren Kegelöffnungswinkel mit  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  bezeichnet ist. Dabei ist der Kegelöffnungswinkel  $\alpha_1$  der ersten Einspritzöffnungen 103 etwas kleiner als der Kegelöffnungswinkel  $\alpha_2$  der zweiten Einspritzöffnungen 104.

Das in Fig. 12 gezeigte Einspritzventil 25 weist eine Doppelnadeldüse 200 mit einer ersten Düsennadel 201 und einer zweiten Düsennadel 202 auf, wobei beide Düsennadeln 201, 202 nebeneinander parallel angeordnet sind. Die Düsenachsen 201' und 202' sind voneinander beabstandet. Die erste Düsennadel 201 steuert erste Einspritzöffnungen 203 und die zweite Düsennadel 202 steuert zweite Einspritzöffnungen 204 an, welche jeweils in einer Düsenkuppe 206a, 206b angeordnet sind. Die ersten und zweiten Einspritzöffnungen 203, 204 sind entlang einer Kegelmantelfläche 207, 208 angeordnet, deren Kegelöffnungswinkel mit  $\alpha_1$  bzw.  $\alpha_2$  bezeichnet ist. Die Durchmesser der ersten und zweiten Einspritzöffnungen 203, 204 sind mit  $d_1$  und mit  $d_2$  bezeichnet. Die Summe der Durchtrittsquerschnitte der ersten Einspritzöffnungen 203 ist kleiner als die Summe der Durchtrittsquerschnitte der zweiten Einspritzöffnungen 204. Die Mündungen der Einspritzöffnungen 203 in den Brennraum der ersten Düsenkuppe 206a und die Mündungen der Einspritzöffnungen 204 der zweiten Düsenkuppe 206b sind jeweils in voneinander beabstandeten Normalebenen 209a, 209b auf die Düsennadelachsen 201', 202' angeordnet. Der Abstand zwischen den Normalebenen 209a, 209b ist mit a bezeichnet. Dieser Abstand bewirkt, dass sich die Strahlen der ersten und zweiten Einspritzöffnungen 203, 204 bei Volllast nicht gegenseitig

behindern, also nicht aufeinander treffen. Vorteilhafterweise sind beide Düsenkuppen 206a, 206b mit der gleichen Lochanzahl, vorzugsweise drei, ausgeführt.

Die ersten und zweiten Düsennadeln 101, 102, 201, 202 können separat in bekannter Weise angesteuert werden, wie beispielsweise in der DE 100 40 738 A1 beschrieben ist. Dabei wird im ersten Motorbetriebsbereich A die erste Düsennadel 101, 201 betätigt und dabei die ersten Einspritzöffnungen 103, 203 geöffnet, während die zweiten Einspritzöffnungen 104, 204 geschlossen bleiben. Im zweiten Betriebsbereich B wird die zweite Düsennadel 102, 202 betätigt, wodurch die zweiten Einspritzöffnungen 104, 204 geöffnet werden, während wiederum die ersten Einspritzöffnungen 103, 203 verschlossen bleiben. Dadurch, dass in den Betriebsbereichen A, B jeweils separate Einspritzöffnungen 103, 104, 203, 204 zur Anwendung kommen, können die Einspritzcharakteristiken für den HCLI-Betrieb im ersten Betriebsbereich A und dem HPLI-Betrieb im zweiten Motorbetriebsbereich B optimal realisiert werden. Im dritten Betriebsbereich C werden beide Düsennadeln 101, 102; 201, 202 betätigt, wodurch die Einspritzung durch alle Einspritzöffnungen 103, 104; 203, 204 erfolgt.

Wie in Fig. 13 bis Fig. 16 gezeigt, weist der im Zylinder 24 hin- und hergehende Kolben 27 eine im Wesentlichen rotationssymmetrische torusförmige Kolbenmulde 28 mit einer Einschnürung 29 auf, welche einen überhängenden Wandbereich 30 ausbildet. Die Seitenwand der Kolbenmulde 28 ist mit 31, der Kolbenboden mit 32, und das erhabene Muldenzentrum mit 44 bezeichnet.

An der Kolbenstirnseite 33 ist außerhalb der Einschnürung 29 eine Quetschfläche 34 ausgebildet. Die geometrische Form des Kolbens 27, der Einspritzzeitpunkt und die Einspritzgeometrie des Einspritzventils 25 sind so bemessen, dass die Achsen 35 der Einspritzstrahlen auf einen Bereich 36 (Fig. 15) um die Einschnürung 29 zwischen der Seitenwand 31 und der Quetschfläche 34 gerichtet sind. Der Bereich 36 beinhaltet den überhängenden Wandbereich 30, die Einschnürung 29 selbst, sowie einen durch eine umlaufende ringförmige Einformung 37a gebildeten Einlaufbereich 37 zwischen der Quetschfläche 34 und der Einschnürung 29. Die Einformung 37a weist einen ebenen Boden 37b und eine zylindrische Wand 37c auf, wobei ein Übergangsradius  $r$  zwischen etwa 1 mm und 50% der Kolbenmuldentiefe  $H_B$  ausgebildet ist. Die Tiefe  $h$  der Einformung 37a beträgt etwa 5% bis 15% der größten Muldentiefe  $H_B$ . Der Durchmesser  $D_1$  der Einformung 37a ist um 10% bis 20% größer als der Durchmesser  $D_T$  der Einschnürung 29.

Die Kolbenmulde 28 weist einen relativ großen maximalen Durchmesser  $D_B$  auf, wobei das Verhältnis  $D_B$  zu  $D$  im Bereich zwischen 0,5 bis 0,7 liegt. Das Verhältnis der maximalen Kolbentiefe  $H_B$  zum Kolbendurchmesser  $D$  beträgt vorteilhafter Weise zwischen 0,12 und 0,22. Dadurch lässt sich eine lange freie Strahllänge

erzeugen, was für die Gemischbildung von Vorteil ist. Um eine starke Quetschströmung 43 auszubilden, beträgt das Verhältnis des Durchmessers  $D_T$  der Einschnürung 29 zum maximalen Kolbendurchmesser  $D_B$  zwischen 0,7 bis 0,95. Dadurch werden hohe Eintrittsgeschwindigkeiten in die Kolbenmulde 28 erreicht, was sich günstig für die Homogenisierung des Kraftstoff-Luftgemisches auswirkt.

Die Geometrie der Einspritzstrahlen 35 sowie die Geometrie der Kolbenmulde 28 können für eine konventionelle Diesel-Brennkraftmaschine im Volllastpunkt optimiert werden.

Zumindest für den HCLI-Betrieb gilt: Die eigentlichen ersten Schnittpunkte 38 der Achsen 35 der ersten Einspritzstrahlen des Großteiles der eingespritzten Kraftstoffmenge liegen innerhalb des Bereiches 36 und werden in Abhängigkeit der Last verändert. Bei niedriger Last liegt der Schnittpunkt 38 im Bereich des überhängenden Wandbereiches 30. Mit Bezugszeichen 39 ist der unterste Schnittpunkt 38 bei sehr niedriger Last angedeutet. Mit ansteigender Last wird der Schnittpunkt 38 in Richtung der Quetschfläche 34 verschoben, wie in Fig. 3 mit Pfeile  $P_1$  angedeutet ist. Bezugszeichen 40 markiert in Fig. 15 die oberste Extremposition für den Schnittpunkt 38. Bei höherer Last wird somit ein Teil des eingespritzten Kraftstoffes in den Quetschraum 41 zwischen der Quetschfläche 34 und dem Zylinderkopf 42 entgegen der Richtung der Quetschströmung 43 bzw. 43a eingespritzt. In Fig. 14 ist mit Bezugszeichen 43 die Quetschströmung bei drallbehafteter Einlassströmung und mit Bezugszeichen 43a die Quetschströmung bei dralloser Einlassströmung eingezeichnet. Durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens 27 wandert der Schnittpunkt 38 während einer Einspritzung in Richtung der Kolbenmulde 28, wie durch Pfeil  $P_2$  angedeutet ist. Die bei Aufwärtsbewegung des Kolbens 27 durch die Quetschfläche 34 erzeugte Quetschströmung 43, 43a bewirkt, dass ein Teil des in den zwischen Kolbenstirnseite 33 und Zylinderkopf 42 ausgebildeten Quetschraum 41 gelangenden Kraftstoffes von der Quetschströmung 43, 43a in Richtung der Kolbenmulde 28 mitgerissen wird und dort verdampft. Dadurch ergibt sich eine besonders gute Durchmischung mit der Luft, wodurch einerseits die maximale erreichbare Last im HCLI-Betrieb erhöht und andererseits HC- und CO-Emissionen weiter reduziert werden können. Die Verbrennung findet sowohl innerhalb der Kolbenmulde 28, als auch im Bereich des Quetschraumes 41 statt.

Durch die Einformung 37a wird bei Abwärtsbewegung des Kolbens 27 die radiale Ausströmgeschwindigkeit wesentlich vermindert, wodurch wesentlich weniger Kraftstoffanteile an die Kolbenoberseite 33 und weiter zur Zylinderwand befördert werden. Dadurch gelangen nur wenige Verbrennungsrückstände in das Motoröl.

Zum Vergleich ist in Fig. 16 der Bereich 36' des ersten Schnittpunktes des Einspritzstrahles zu Beginn der Kraftstoffeinspritzung im Bereich des oberen Totpunktes einer konventionellen geschichtet betriebenen Diesel-Brennkraftmaschine dargestellt. Der Bereich 36' des Kraftstoffes bleibt – unabhängig vom Lastzustand – üblicherweise stets im Bereich des überhängenden Wandbereiches 30. Der Schnittpunkt wird somit nicht verschoben.

Der Beginn der Einspritzung liegt im HCLI-Betrieb insbesondere im unteren Teillastbereich relativ früh im Kompressionstakt, also etwa bei  $50^\circ$  bis  $5^\circ$  Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt, wodurch ein langer Zündverzug zur Ausbildung eines teilhomogenen Gemisches für eine vorgemischte Verbrennung zur Verfügung steht. Durch die ausgeprägte Vormischung und Verdünnung können extrem niedrige Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionswerte erreicht werden. Das lokale Luftverhältnis bleibt dabei stets deutlich über der für die Rußentstehung maßgeblichen Grenze. Durch eine hohe Abgasrückführrate zwischen 50% bis 70% wird erreicht, dass die lokale Verbrennungstemperatur stets unter der minimalen Stickoxidbildungstemperatur bleibt. Die Einspritzung erfolgt dabei bei einem Druck zwischen 500 bis 2500 bar. Der lange Zündverzug bewirkt, dass die Verbrennungsphase in die wirkungsgradoptimale Lage um den oberen Totpunkt geschoben wird. Der Verbrennungsschwerpunkt liegt in einem Bereich zwischen etwa  $10^\circ$  Kurbelwinkel vor bis etwa  $10^\circ$  Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt, wodurch ein hoher Wirkungsgrad erreicht werden kann. Die hohe Abgasrückführrate kann entweder durch externe Abgasrückführung alleine, oder auch durch Kombination externer mit interner Abgasrückführung durch variable Ventilsteuerung erzielt werden. Um eine hohe Turbulenz bei der Gemischbildung zu erreichen, sind drallerzeugende Einlasskanäle zur Generierung einer hohen Drallzahl bis etwa 5 von Vorteil.

Wird die Brennkraftmaschine nach dem sogenannten HPLI-Verfahren (Highly Premixed Late Injection) betrieben, so liegt der Hauptanteil der Einspritzphase nach dem oberen Totpunkt. Die Brennkraftmaschine wird mit einer Abgasrückführrate zwischen 20% bis 40% betrieben, wobei der Beginn der Einspritzung in einem Bereich zwischen  $2^\circ$  Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt bis  $10^\circ$  Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt liegt. Durch die vollständige Trennung des Endes der Einspritzung und des Beginnes der Verbrennung wird eine teilweise Homogenisierung des Gemisches mit vorgemischter Verbrennung erreicht. Wegen des verglichen mit der konventionellen Einspritzung vor dem oberen Totpunkt sinkenden Temperaturniveaus und der gegenüber konventioneller Betriebsweise erhöhten Menge rückgeführten Abgase ist der Zündverzug länger. Zur Verlängerung des Zündverzuges können auch andere Mittel, wie eine Absenkung des effektiven Kompressionsverhältnisses und/oder der Einlasstemperatur sowie zur Verkürzung der Einspritzdauer eine Erhöhung des Einspritzdruckes

und/oder eine Vergrößerung der Spritzlochquerschnitte der Einspritzdüse herangezogen werden. Die kurze Einspritzdauer ist erforderlich, damit das Einspritzende noch vor dem Verbrennungsbeginn liegt. In diesem Fall kann die Rußemission auf sehr niedrigem Niveau gehalten werden. Dies kann dadurch erklärt werden, dass dabei das gleichzeitige Auftreten von flüssigem Kraftstoff im Kraftstoffstrahl und der den Strahl konventionellerweise umhüllenden Flamme vermieden wird, wodurch auch die sonst zur Rußbildung führenden, unter Luftmangel ablaufenden Oxidationsreaktionen in Strahlnähe unterbunden werden. Die späte Lage des Einspritzzeitpunktes führt zusammen mit dem relativ langen Zündverzug zu einer Spätverlagerung des gesamten Verbrennungsablaufes, wodurch auch der Zylinderdruckverlauf nach spät verschoben und die Maximaltemperatur abgesenkt wird, was zu einer niedrigen NO<sub>x</sub>-Emission führt.

Die Spätverschiebung des Brennverlaufes bewirkt eine Absenkung der Maximaltemperatur, führt aber gleichzeitig zu einer Anhebung der Temperatur bei einem gegebenen späteren Kurbelwinkel, was den Rußabbrand wiederum verstärkt.

Die Verschiebung der Verbrennung in den Expansionstakt führt darüber hinaus wieder im Zusammenwirken mit der hohen Abgasrückführrate trotz der wegen des langen Zündverzugs größeren vorgemischten Kraftstoffmenge und folglich höheren maximalen Brennrate zu einer das zulässige Maß nicht übersteigenden Druckanstiegsrate in Zylinder. Die hohe maximale Brennrate, die zu einem hohen Gleichraumgrad führt, ist in der Lage, den Wirkungsgradverlust durch Spätverlagerung der Verbrennungsphase zum Teil auszugleichen. Zur Erzielung eines hohen Wirkungsgrades sollte der Verbrennungsschwerpunkt möglichst nahe am oberen Totpunkt TDC sein.

Der Vorteil des verwendenden HPLI-Verfahrens ist, dass sehr geringe NO<sub>x</sub>- und Partikelemissionen entstehen und dass eine hohe Abgastemperatur erreicht werden kann, welche für die Regeneration eines Partikelfilters von Vorteil ist. Die lokale Verbrennungstemperatur kann zu einem kleinen Teil über der unteren NO<sub>x</sub>-Bildungstemperatur liegen. Das lokale Luftverhältnis liegt dabei größtenteils über der Rußbildungsgrenze. Beim HPLI-Verfahren wird zwar Ruß zu Beginn des Verbrennungsprozesses gebildet, durch die starken Turbulenzen zu Folge der Hochdruckeinspritzung und durch hohe Temperaturen ist der Ruß aber gegen Ende des Verbrennungsprozesses oxidiert, wodurch insgesamt sehr geringe Rußemissionen entstehen. Die hohe Abgasrückführrate kann auch hier entweder durch externe Abgasrückführung alleine, oder auch durch Kombination externer mit interner Abgasrückführung durch variable Ventilsteuerung erzielt werden. Um eine hohe Turbulenz bei der Gemischbildung zu erreichen, sind drallerzeugende Einlasskanäle zur Generierung einer hohen Drallzahl von bis etwa 5 ebenfalls von Vorteil.



Durch das beschriebene Verfahren lässt sich sowohl im ersten, zweiten und dritten Betriebsbereich A, B, C die Brennkraftmaschine mit hohem Wirkungsgrad und niedrigen NOx- und Rußemissionen betreiben.

Um bei kurzen Schubphasen NOx-Spitzen beim Wiedereinsetzen zu vermeiden, ist es vorteilhaft, wenn im Schubbetrieb eine im Einlassstrang angeordnete Drosselklappe geschlossen und ein Abgasrückführventil in der Abgasrückführleitung geöffnet wird.

Um zu hohe Rußemissionen in Folge zu geringen Luft/Kraftstoffverhältnisses zu vermeiden, kann vorgesehen sein, dass die maximal erlaubte Einspritzmenge  $Fuel_{Max}$  aus einem minimal erlaubten Luft/Kraftstoffverhältnis  $\lambda_{Min}$  und der aktuellen gemessenen Frischluftmasse  $Air_{act}$  berechnet wird:

$$Fuel_{Max} = \frac{Air_{act}}{f_{stoch} \cdot \lambda_{Min}}$$

wobei  $f_{stoch}$  das stöchiometrische Gewichtsverhältnis zwischen Luft und Kraftstoff ist. Alternativ zur aktuellen gemessenen Frischluftmasse kann das aktuelle Luft/Kraftstoffverhältnis mit einer Sonde gemessen werden.

Der für die Verbrennungsregelung verwendete Istwert zumindest eines Verbrennungsparameters kann als gewichteter Mittelwert aus den vorangegangenen Einzelzykluswerten berechnet werden. Beispielsweise kann der Istwert der Schwerpunktlage der Verbrennung  $MFB50_{ist}$  eines Zyklus  $z$  aus den letzten vier Einzelzykluswerten mit einer 40%, 30%, 20%, 10% - Gewichtung wie folgt berechnet werden:

$$MFB50_{ist}(z) = 0,4 \cdot MFB50(z^{-1}) + 0,3 \cdot MFB50(z^{-2}) + 0,2 \cdot MFB50(z^{-3}) + 0,1 \cdot MFB50(z^{-4})$$

Weiters ist eine Adaption der Reglerparameter eines Verbrennungsreglers (zum Beispiel eines MFB50-Reglers) als Funktion des geforderten Sollwertes vorteilhaft. Die Parameter des Reglers werden in Abhängigkeit des Sollwertes angepasst. Bei Verschiebung der Schwerpunktlage der Verbrennung MFB 50% in Richtung spät (etwa im HPLI-Betrieb) wird der Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf die Verbrennungslage immer stärker (die Streckenverstärkung steigt). Daher werden die Reglerparameter (Verstärkungsfaktor) als Funktion des Sollwertes der Verbrennungslage MFB 50% so angepasst, dass sich das Übertragungsverhalten des geschlossenen Regelkreises auch für späte Verbrennungslagen nicht ändert.

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmale zu beanspruchen.

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmale der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

Die Gegenstände dieser Unteransprüche bilden jedoch auch selbständige Erfindungen, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

Die Erfindung ist auch nicht auf das (die) Ausführungsbeispiel(e) der Beschreibung beschränkt. Vielmehr sind im Rahmen der Erfindung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten erfinderisch sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

### PATENTANSPRÜCHE

1. Verfahren zum Betreiben einer vorzugsweise direkteinspritzenden Brennkraftmaschine, insbesondere einer Diesel-Brennkraftmaschine, welche in einem ersten, der niedrigen bis mittleren Teillast zugeordneten Betriebsbereich so betrieben wird, dass die Verbrennung des Kraftstoffes bei einer lokalen Temperatur unterhalb der NO<sub>x</sub>-Bildungstemperatur und mit einem lokalen Luftverhältnis oberhalb der Rußbildungsgrenze erfolgt, wobei die Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen 50° bis 5° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase begonnen wird und Abgas rückgeführt wird, wobei die Abgasrückführrate etwa 50% bis 70% beträgt, wobei in einem zweiten, der mittleren Teillast zugeordneten Betriebsbereich die Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen etwa 2° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt bis etwa 20° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt, vorzugsweise in einem Bereich zwischen etwa 2° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt bis etwa 10° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt, begonnen wird.
2. Verfahren zum Betreiben einer vorzugsweise direkteinspritzenden Brennkraftmaschine, insbesondere einer Diesel-Brennkraftmaschine mit folgenden Schritten:
  - Betreiben der Brennkraftmaschine in einem ersten, der niedrigen Teillast zugeordneten Betriebsbereich mit weitgehend homogener Gemischverbrennung und später Kraftstoffeinspritzung, wobei die Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen etwa 50° bis 5° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase begonnen wird;
  - Betreiben der Brennkraftmaschine in einem zweiten, der mittleren Teillast zugeordneten Betriebsbereich mit Niedrigtemperatur-Gemischverbrennung und noch späterer Einspritzung als im ersten Betriebsbereich, wobei die Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen 2° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt und etwa 20° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase begonnen wird,
  - wobei der Kraftstoff im ersten Betriebsbereich über erste Einspritzöffnungen und im zweiten Betriebsbereich zumindest über zweite Einspritzöffnungen eines vorzugsweise als Doppelnadeldüse ausgeführten Einspritzventils in den Brennraum eingespritzt wird.

3. Verfahren zum Betreiben einer vorzugsweise direkteinspritzenden Diesel-Brennkraftmaschine mit zumindest einem in einem Zylinder hin- und hergehenden Kolben, wobei die Brennkraftmaschine so betrieben wird, dass die Verbrennung des Kraftstoffes im Wesentlichen bei einer lokalen Temperatur unterhalb der NO<sub>x</sub>-Bildungstemperatur und mit einem lokalen Luftverhältnis oberhalb der Rußbildungsgrenze erfolgt, wobei die Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen 2° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt bis etwa 10° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase begonnen wird und Abgas rückgeführt wird, und die Abgasrückführrate etwa 20% bis 40% beträgt, wobei zumindest ein Kolben mit zumindest einer Quetschfläche und einer torusförmigen Kolbenmulde und einer Einschnürung im Übergangsbereich zwischen Quetschfläche und Kolbenmulde bereitgestellt wird, bei Aufwärtsbewegung des Kolbens eine von außen nach innen in die Kolbenmulde gerichtete Quetschströmung erzeugt und eine turbulente Grundströmung innerhalb der Kolbenmulde initiiert wird, und wobei der Kraftstoff zumindest überwiegend in die torusförmige Kolbenmulde eingespritzt wird und entlang der Kolbenmuldenseitenwand und/oder des Kolbenbodens unter zumindest teilweisem Verdampfen transportiert wird.
4. Verfahren zum Betreiben einer vorzugsweise direkteinspritzenden Diesel-Brennkraftmaschine mit zumindest einem in einem Zylinder hin- und hergehenden Kolben, wobei die Brennkraftmaschine so betrieben wird, dass die Verbrennung des Kraftstoffes bei einer lokalen Temperatur unterhalb der NO<sub>x</sub>-Bildungstemperatur und mit einem lokalen Luftverhältnis oberhalb der Rußbildungsgrenze erfolgt, wobei die Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen 50° und 5° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase begonnen wird und Abgas rückgeführt wird, und die Abgasrückführrate etwa 50% bis 70% beträgt, wobei zumindest ein Kolben mit zumindest einer Quetschfläche und einer torusförmigen Kolbenmulde und einer Einschnürung im Übergangsbereich zwischen Quetschfläche und Kolbenmulde bereitgestellt wird, bei Aufwärtsbewegung des Kolbens eine von außen nach innen in die Kolbenmulde gerichtete Quetschströmung erzeugt wird, und wobei der Kraftstoff zumindest überwiegend in die torusförmige Kolbenmulde eingespritzt wird und durch die Quetschströmung entlang der Kolbenmuldenseitenwand und/oder des Kolbenbodens unter zumindest teilweisem Verdampfen transportiert wird.
5. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass im ersten Betriebsbereich der Kraftstoff bei geringerer Durchflussmenge als im zweiten Betriebsbereich eingespritzt wird.

6. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Kraftstoff im ersten und im zweiten Betriebsbereich in entlang einer Kegelmantelfläche angeordneten Kraftstoffstrahlen eingespritzt wird, wobei der Kraftstoff im ersten Betriebsbereich mit unterschiedlichem, vorzugsweise kleinerem Kegelöffnungswinkel eingespritzt wird als im zweiten Betriebsbereich.
7. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass im zweiten Betriebsbereich Abgas rückgeführt wird, wobei die Abgasrückführrate etwa 20% bis 40% beträgt.
8. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kraftstoffeinspritzung im zweiten Betriebsbereich bei einem Einspritzdruck von mindestens 1000 bar erfolgt.
9. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kraftstoffeinspritzung im ersten Betriebsbereich bei einem Einspritzdruck von zwischen 400 bis 1000 bar erfolgt.
10. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Verbrennungsschwerpunkt im ersten Betriebsbereich in einem Kurbelwinkelbereich zwischen etwa  $-10^\circ$  bis  $10^\circ$  Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt liegt.
11. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass in einem dritten, der oberen Teillast und der Volllast zugeordneten Betriebsbereich der Beginn der Haupteinspritzung der Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen  $-10^\circ$  bis  $10^\circ$  Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt erfolgt.
12. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass im dritten Betriebsbereich eine Mehrfacheinspritzung durchgeführt wird.
13. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 oder 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass im dritten Betriebsbereich die Abgasrückführrate maximal 30%, vorzugsweise 10% bis 20%, beträgt.
14. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass im dritten Betriebsbereich der Kraftstoff durch die ersten und/oder durch die zweiten Einspritzöffnungen eingespritzt wird.



15. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass das globale Luftverhältnis zwischen 1,0 und 2,0 beträgt.
16. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Abgasrückführung extern und/oder intern durchgeführt wird.
17. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drallzahl in zumindest einem, vorzugsweise in allen Betriebsbereichen in Abhängigkeit der Last und der Motordrehzahl verändert wird.
18. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 17, **dadurch gekennzeichnet**, dass das effektive Kompressionsverhältnis durch Verschieben des Schließzeitpunktes zumindest eines Einlassventils verändert wird.
19. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 16 bis 18, **dadurch gekennzeichnet**, dass vorzugsweise zumindest im ersten und/oder dritten Motorbetriebsbereich eine interne Abgasrückführung durch Öffnen des Einlassventils während der Auslassphase und/oder durch Öffnen des Auslassventils während der Einlassphase durchgeführt wird.
20. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 19, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Wechsel vom ersten zum zweiten Betriebsbereich bzw. vom zweiten zum ersten Betriebsbereich durch Reduktion bzw. Erhöhung der Abgasrückführrate eingeleitet wird.
21. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 20, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Übergang vom ersten zum zweiten Motorbetriebsbereich bzw. umgekehrt durch Reduktion der internen oder externen Abgasrückführrate und durch Verzögern des Einspritzbeginnes bzw. durch Erhöhen der Abgasrückführrate und durch Vorverlegung des Einspritzbeginnes eingeleitet wird.
22. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 21, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Reduktion der erforderlichen Abgasrückführrate beim Übergang vom ersten und zweiten Betriebsbereich durch Verschieben des Öffnungs- und/oder Schließzeitpunktes des Einlassventils nach spät erfolgt.

23. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 22, **dadurch gekennzeichnet**, dass der effektive Mitteldruck im ersten Betriebsbereich zwischen 0 und 6 bar, vorzugsweise zwischen 0 und 5,5 bar, beträgt.
24. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 23, **dadurch gekennzeichnet**, dass der effektive Mitteldruck im zweiten Betriebsbereich zwischen etwa 3,5 bis 8 bar, vorzugsweise zwischen 4 bis 7 bar, beträgt.
25. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 24, **dadurch gekennzeichnet**, dass der effektive Mitteldruck im dritten Betriebsbereich mindestens 5,5 bar, vorzugsweise mindestens 6 bar, beträgt.
26. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 25, **dadurch gekennzeichnet**, dass in zumindest einem Betriebsbereich eine drallbehaftete Einlassströmung mit einer Drallzahl  $\geq 1$  im Zylinder erzeugt wird und dass der Kraftstoff durch die Quetschströmung entlang der Kolbenmuldenseitenwand unter zumindest teilweisem Verdampfen in Richtung Kolbenboden und weiter entlang des Kolbenbodens zum Muldenzentrum transportiert wird.
27. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 26, **dadurch gekennzeichnet**, dass in zumindest einem Betriebsbereich eine dralllose Einlassströmung mit einer Drallzahl  $< 1$  im Zylinder erzeugt wird und dass der Kraftstoff durch die Quetschströmung unter zumindest teilweisem Verdampfen vom Muldenzentrum entlang des Kolbenbodens zur Kolbenmuldenseitenwand und weiter zur Einschnürung transportiert wird.
28. Verfahren, insbesondere nach einem Ansprüche 1 bis 27, **dadurch gekennzeichnet**, dass in zumindest einem Betriebsbereich eine dralllose Einlassströmung mit einer Drallzahl  $< 1$  im Zylinder erzeugt wird und dass der Kraftstoff durch die turbulente Grundströmung unter zumindest teilweisem Verdampfen vom Muldenzentrum entlang des Kolbenbodens zur Kolbenmuldenseitenwand und weiter zur Einschnürung transportiert wird.
29. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 28, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Kraftstoff in Richtung der Einschnürung des Kolbens gespritzt wird, wobei zu Einspritzbeginn der Schnittpunkt der Strahlachse zumindest eines Einspritzstrahles für einen Großteil der Kraftstoffmenge in einem Bereich zwischen der Muldenseitenwand und den Quetschfläche liegt, der einen überhängenden Wandbereich, die Einschnürung sowie einen Einlaufbereich zwischen Quetschfläche und Einschnürung beinhaltet.

30. Verfahren, insbesondere nach Anspruch 29, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Schnittpunkt bei niedriger Last auf einen Bereich des überhängenden Wandbereiches innerhalb der Kolbenmulde eingestellt wird.
31. Verfahren, insbesondere nach Anspruch 29 oder 30, **dadurch gekennzeichnet**, dass mit ansteigender Last der Schnittpunkt in Richtung der Einschnürung verschoben wird.
32. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 31, **dadurch gekennzeichnet**, dass mit ansteigender Last der Beginn der Einspritzung von einem der niedrigen Teillast zugeordneten Bereich von etwa 5° bis 15° vor dem oberen Totpunkt bis zu etwa 50° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt vorverlegt wird.
33. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 32, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kraftstoffeinspritzung bei einem Einspritzdruck zwischen 500 bis 2500 bar erfolgt.
34. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 33, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Verbrennungsschwerpunkt in einen Kurbelwinkelbereich zwischen 10° vor dem oberen Totpunkt bis 10° nach dem oberen Totpunkt gelegt wird.
35. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 34, **dadurch gekennzeichnet**, dass das globale Luftverhältnis zwischen 1,0 und 2,0 eingestellt wird.
36. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 35, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Brennkraftmaschine in zumindest einem Betriebsbereich mit Impulsaufladung betrieben wird.
37. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 36, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Schließzeitpunkt zumindest eines Einlassventils mindestens eines Zylinders in zumindest einem Betriebsbereich nach früh oder spät verstellt wird.
38. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 37, **dadurch gekennzeichnet**, dass eine maximal erlaubte Einspritzmenge aus einem minimal erlaubten Luft/Kraftstoffverhältnis und einer aktuell gemessenen Frischluftmasse oder einem aktuellen Luft/Kraftstoffverhältnis ermittelt wird.
39. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 38, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein für die Verbrennungsregelung erforder-

licher Istwert eines Verbrennungsparameters vorzugsweise als gewichteter Mittelwert aus vorangegangenen Einzelzykluswerten berechnet wird.

40. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 39, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein Regelungsparameter eines Verbrennungsreglers als Funktion des geforderten Sollwertes angepasst wird.
41. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 40, **dadurch gekennzeichnet**, dass während zumindest einer Schubphase der Brennkraftmaschine die Einlassströmung zumindest gedrosselt, vorzugsweise abgeschaltet wird und eine vorzugsweise ungedrosselte Abgasrückführung durchgeführt wird.
42. Brennkraftmaschine, insbesondere Diesel-Brennkraftmaschine mit direkter Kraftstoffeinspritzung, insbesondere zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 41, mit einem Kraftstoffeinspritzsystem und einem Abgasrückführsystem, wobei der Beginn der Kraftstoffeinspritzung zumindest in einem Betriebsbereich zwischen  $50^\circ$  vor dem oberen Totpunkt und  $20^\circ$  nach dem oberen Totpunkt, vorzugsweise bis  $50^\circ$  nach dem oberen Totpunkt und die Abgasrückführrate zwischen etwa 0% bis 70% variierbar ist.
43. Brennkraftmaschine, insbesondere zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 41, mit einem Einspritzventil zur direkten Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum, wobei das Einspritzventil als Doppelnaldüse ausgeführt ist, welche erste und zweite Einspritzöffnungen aufweist, wobei erste und zweite Einspritzöffnungen separat voneinander ansteuerbar sind.
44. Brennkraftmaschine, insbesondere direkteinspritzende Diesel-Brennkraftmaschine, insbesondere zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 41, mit welchem der Beginn der Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen  $50^\circ$  bis  $5^\circ$  Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase einstellbar ist, sowie mit einem Abgasrückführsystem für Abgasrückführraten zwischen 50% und 70%, mit zumindest einem in einem Zylinder hin- und hergehenden Kolben, wobei der Kolben an seiner Stirnseite zumindest eine Quetschfläche und eine torusförmige Kolbenmulde mit einer Einschnürung, im Wesentlichen konkav gekrümmten Seitenwänden und Boden, sowie einem überhängenden Wandbereich zwischen Seitenwänden und Einschnürung aufweist, wobei zumindest eine Strahlachse eines Kraftstoffeinspritzstrahles der Einspritzeinrichtung für einen Großteil der Kraftstoffmenge zu Einspritzbeginn auf einen Bereich zwischen der Sei-

tenwand und der Quetschfläche gerichtet ist, welcher Bereich den überhängenden Wandbereich, die Einschnürung, sowie einen Einlaufbereich zwischen Quetschfläche und Einschnürung beinhaltet.

45. Brennkraftmaschine, insbesondere direkteinspritzende Diesel-Brennkraftmaschine, insbesondere zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 41, mit welchem der Beginn der Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen etwa 2° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt bis etwa 10° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase einstellbar ist, sowie mit einem Abgasrückführsystem für Abgasrückführraten zwischen 20% und 40%, mit zumindest einem in einem Zylinder hin- und hergehenden Kolben, wobei der Kolben an seiner Stirnseite zumindest eine Quetschfläche und eine torusförmige Kolbenmulde mit einer Einschnürung, im Wesentlichen konkav gekrümmten Seitenwänden und Boden, sowie einem überhängenden Wandbereich zwischen Seitenwänden und Einschnürung aufweist, wobei zumindest eine Strahlachse eines Kraftstoffeinspritzstrahles der Einspritzeinrichtung für einen Großteil der Kraftstoffmenge zu Einspritzbeginn auf einen Bereich zwischen der Seitenwand und der Quetschfläche gerichtet ist, welcher Auftreffbereich den überhängenden Wandbereich, die Einschnürung, sowie einen Einlaufbereich zwischen Quetschfläche und Einschnürung beinhaltet.
46. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 45, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Kraftstoffeinspritzdruck zumindest zwischen einem ersten und einem zweiten Druckniveau variierbar ist, wobei vorzugsweise das erste Druckniveau einen Bereich bis etwa 1000 bar und das zweite Druckniveau einen Bereich von mindestens 1000 bar abdeckt.
47. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 46, **dadurch gekennzeichnet**, dass eine Einrichtung zur Veränderung des Drallniveaus vorgesehen ist.
48. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 47, **dadurch gekennzeichnet**, dass eine Einrichtung zur Veränderung des Öffnungs- und/oder Schließzeitpunktes des zumindest einen Einlassventils vorgesehen ist.
49. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 48, **dadurch gekennzeichnet**, dass mittels einer Phasenschiebereinrichtung die Steuerzeiten des Einlassventils und/oder des Auslassventils verschiebbar sind.



50. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 49, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein Einlassventil in der Auslassphase aktivierbar ist.
51. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 50, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein Auslassventil in der Einlassphase aktivierbar ist.
52. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 51, **dadurch gekennzeichnet**, dass die ersten Einspritzöffnungen in Summe einen kleineren Durchflussquerschnitt aufweisen, als die zweiten Einspritzöffnungen.
53. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 52, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Mittelachsen der ersten Einspritzöffnungen entlang einer ersten Kegelmantelfläche und die Mittelachsen der zweiten Einspritzöffnungen entlang einer zweiten Kegelmantelfläche angeordnet sind, wobei der Kegelöffnungswinkel der ersten Kegelmantelfläche kleiner ist als der Kegelöffnungswinkel der zweiten Kegelmantelfläche.
54. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 53, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste und die zweite Düsennadel koaxial angeordnet sind, wobei vorzugsweise die erste Düsennadel in der als Hohnadel ausgebildeten zweiten Düsennadel geführt ist.
55. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 54, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste und die zweite Düsennadel parallel nebeneinander in einem Düsenhalter angeordnet sind.
56. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 55, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Brennkraftmaschine zumindest in einem Betriebsbereich mit Impulsaufladung betreibbar ist.
57. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 56, **dadurch gekennzeichnet**, dass in zumindest einem Saugrohr ein schnell schaltbares Impulsschaltorgan angeordnet ist, wobei vorzugsweise das Impulsschaltorgan Schaltzeiten – zwischen einer ersten Endlage, in eine zweite Endlage und wieder in die erste Endlage zurück – von höchstens 10 ms, besonders vorzugsweise von höchstens 8 ms aufweist.
58. Brennkraftmaschine nach Anspruch 57, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Impulsschaltorgan durch eine Klappe gebildet ist.

59. Brennkraftmaschine nach Anspruch 57, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Impulsschaltorgan durch einen Schieber, vorzugsweise Drehschieber, gebildet ist.
60. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 42 bis 59, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Schließzeitpunkt des Einlassventils in zumindest einem Betriebsbereich nach spät verstellbar ist.
61. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 60, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Schnittpunkt der zumindest einen Strahlachse des Kraftstoffstrahles zu Einspritzbeginn zumindest zwischen dem überhängenden Wandbereich und der Einschnürung variierbar ist.
62. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 61, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kolbenmulde so bemessen ist, dass für das Verhältnis größter Muldendurchmesser zu Kolbendurchmesser gilt:  $0,5 < D_B/D < 0,7$ .
63. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 62, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kolbenmulde so bemessen ist, dass für das Verhältnis größte Muldentiefe zu Kolbendurchmesser gilt:  $0,12 < H_B/D < 0,22$ .
64. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 63, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kolbenmulde so bemessen ist, dass für das Verhältnis Durchmesser der Einschnürung zu größtem Muldendurchmesser gilt:  $0,7 < D_T/D_B < 0,95$ .
65. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 64, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Einlaufbereich durch eine umlaufende ringförmige Einformung zwischen der Quetschfläche und der Einschnürung aufweist.
66. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 65, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Einformung einen ebenen, zur Kolbenmulde auslaufenden Boden aufweist.
67. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 66, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Einformung eine Tiefe zwischen 5% und 15% der größten Muldentiefe aufweist.
68. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 67, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Einformung eine zumindest teilweise zylindrische Wand aufweist.

69. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 42 bis 68, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Einformung im Bereich der Wand einen Durchmesser aufweist, der zwischen 10% bis 20% größer ist als der Durchmesser der Einschnürung.

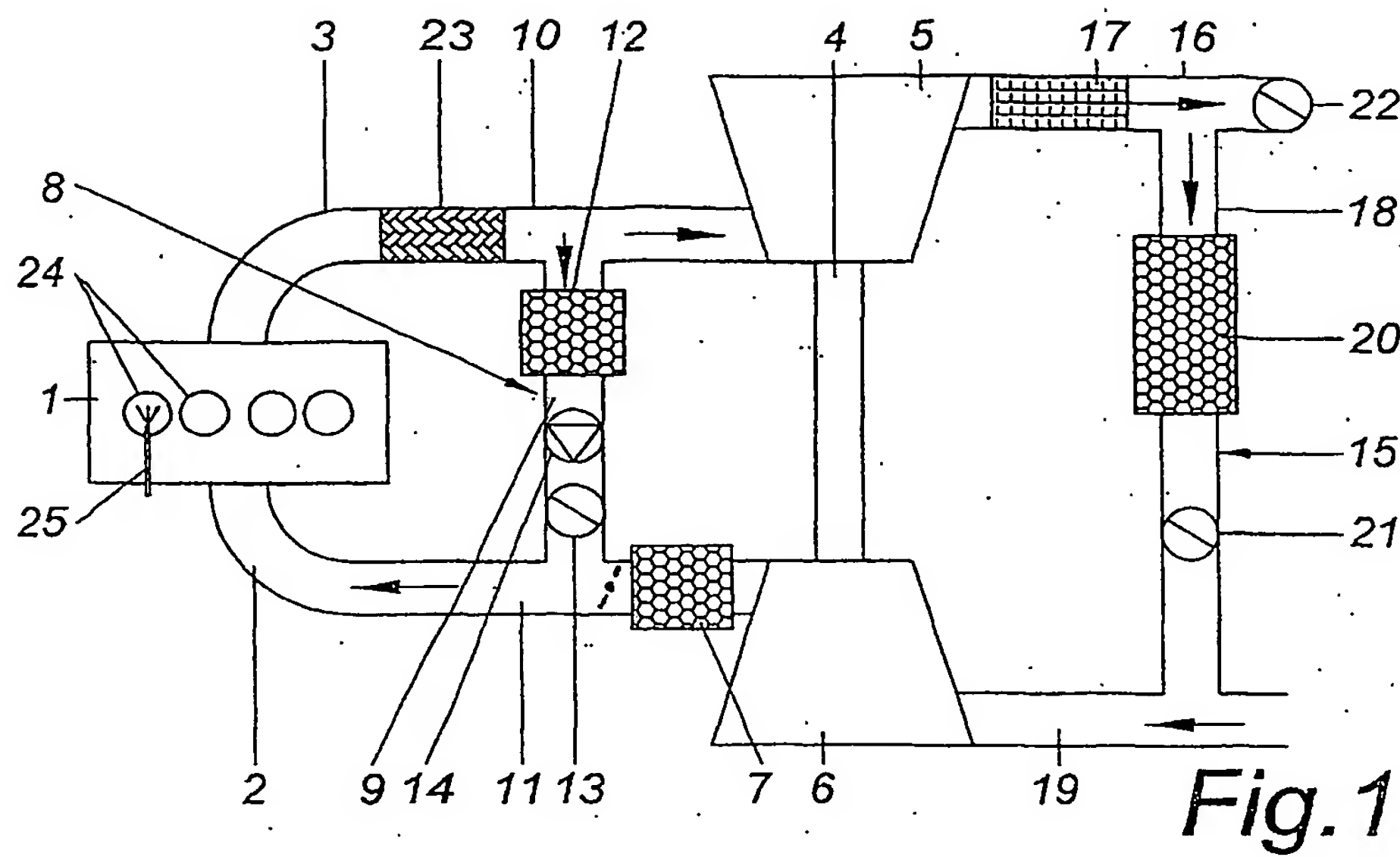


Fig.1

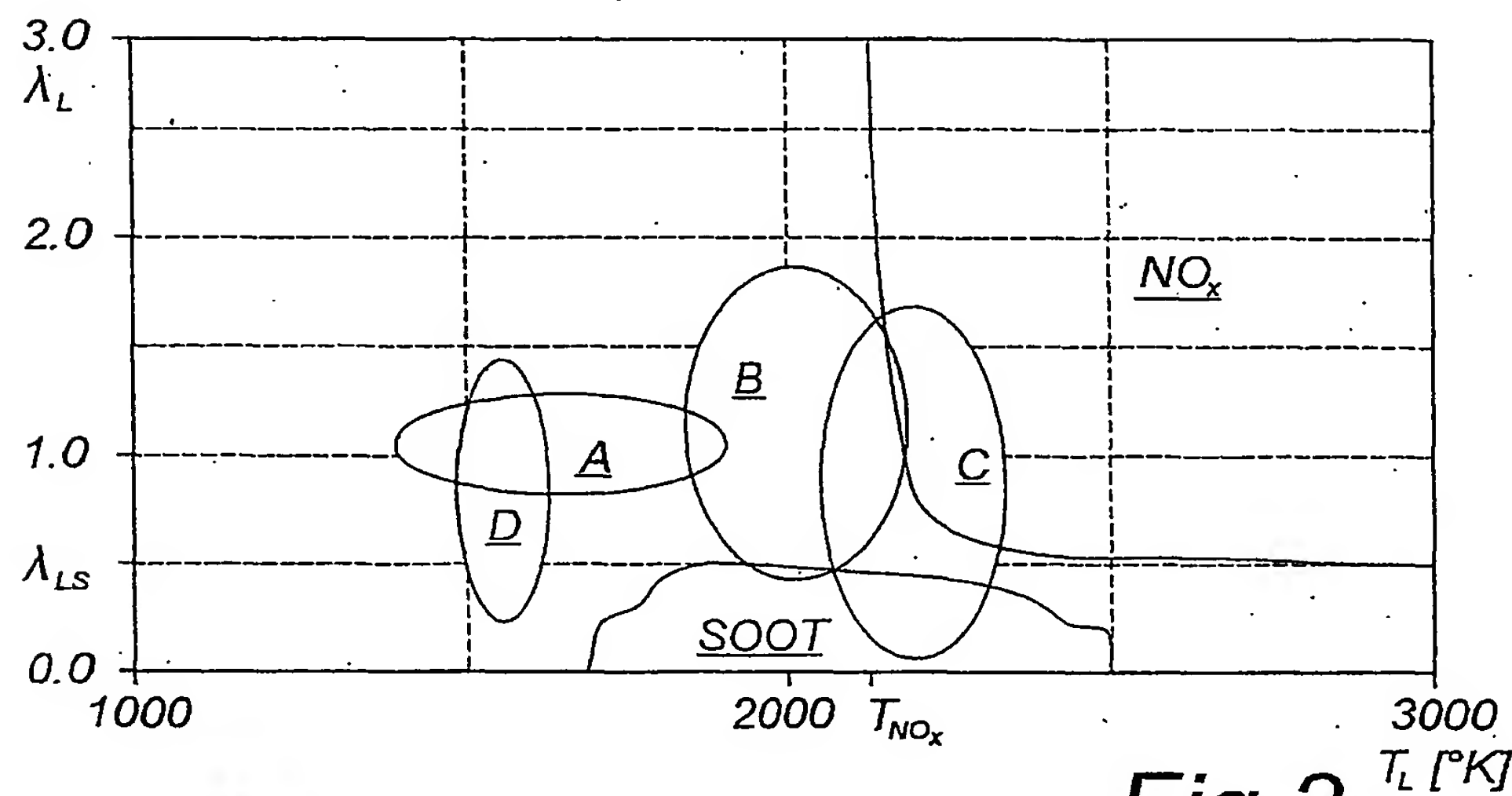


Fig.2

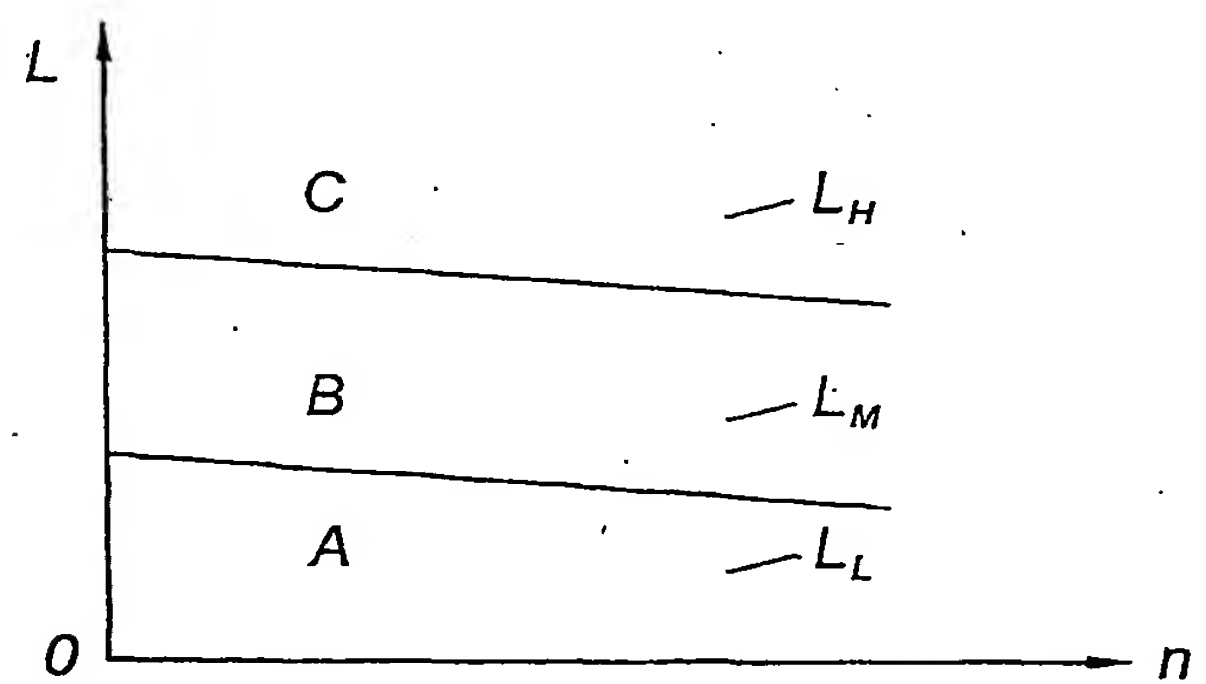
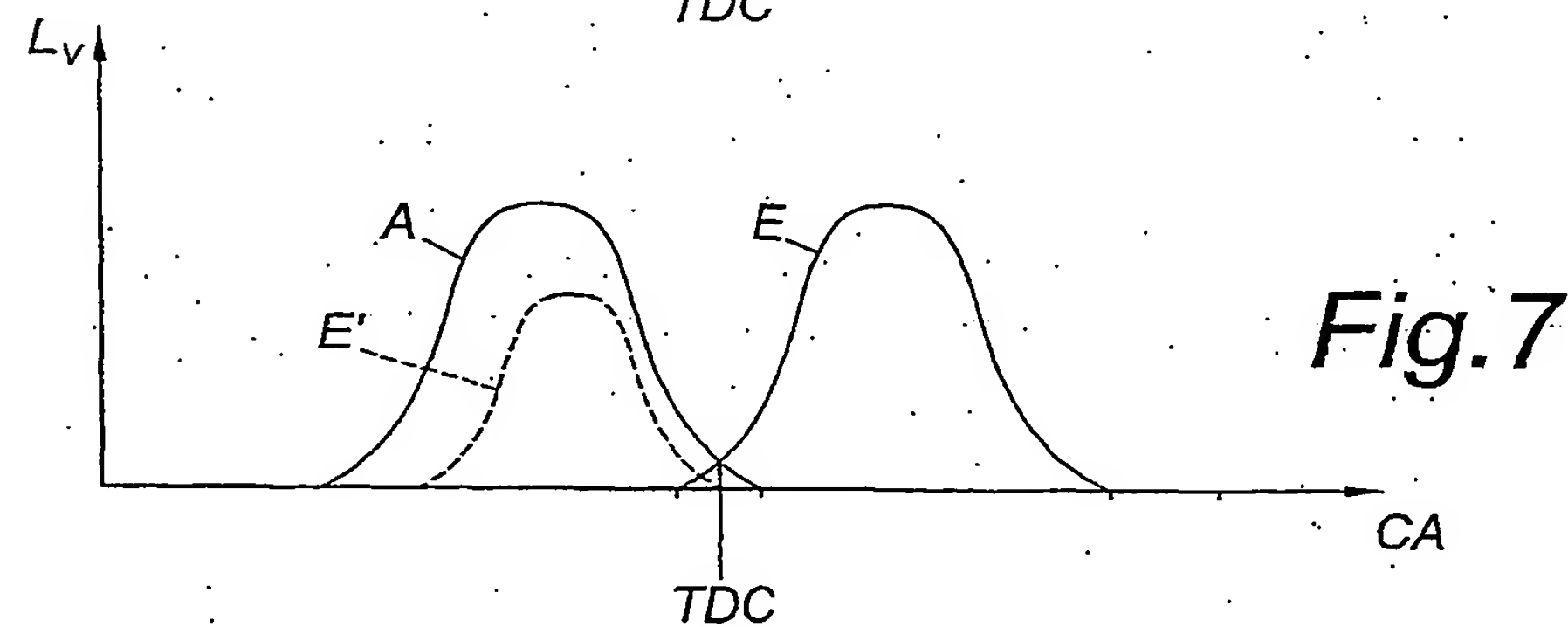
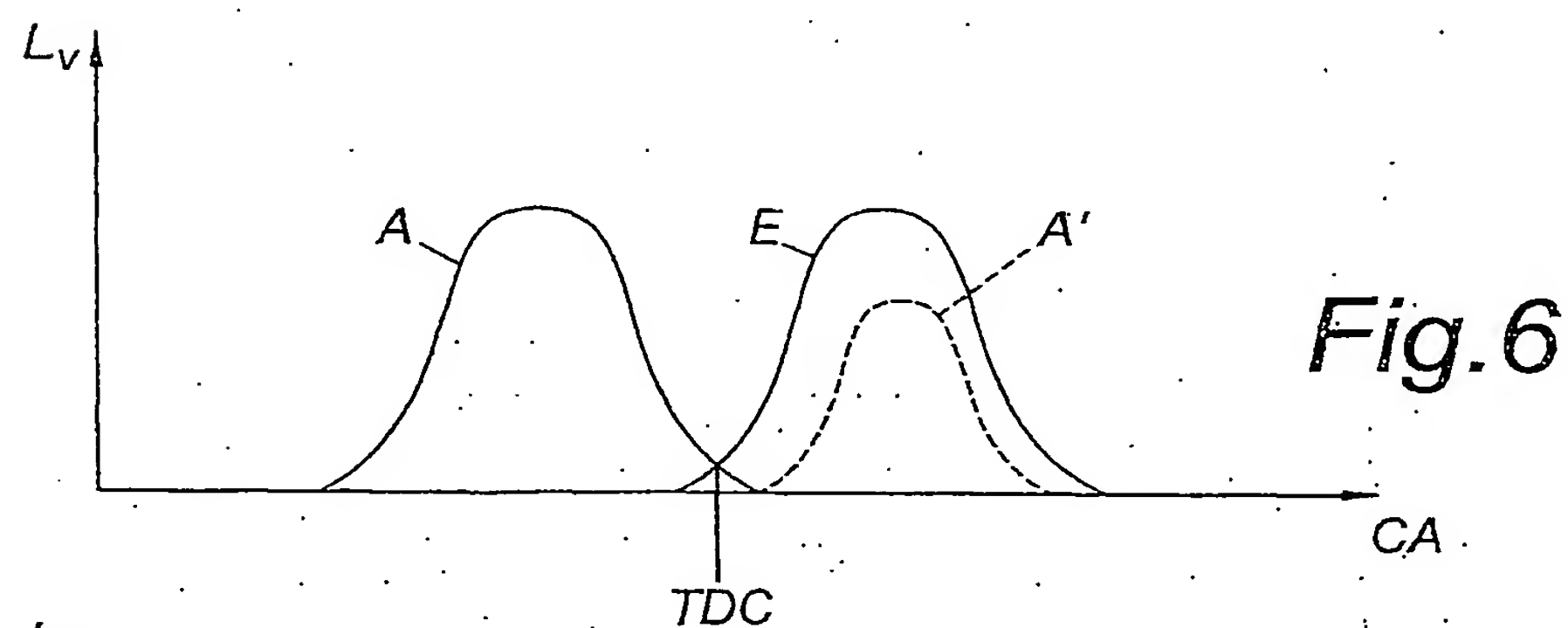
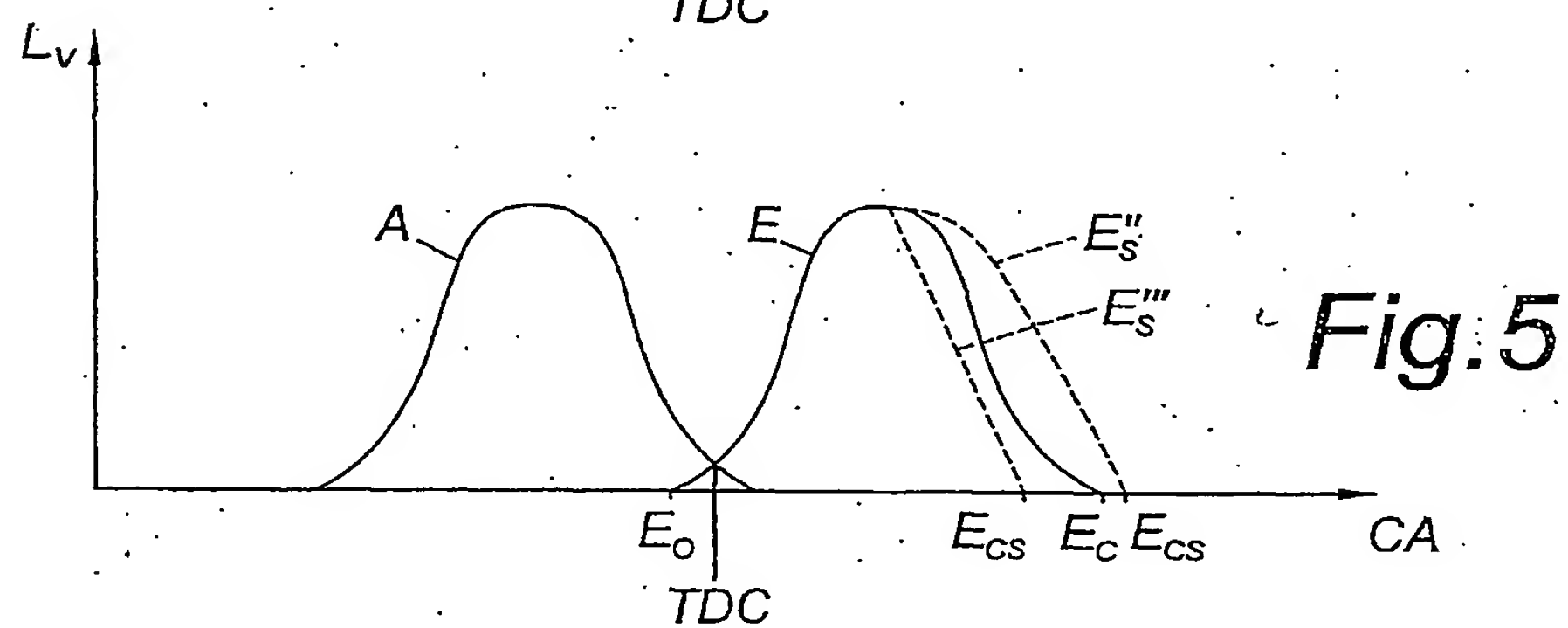
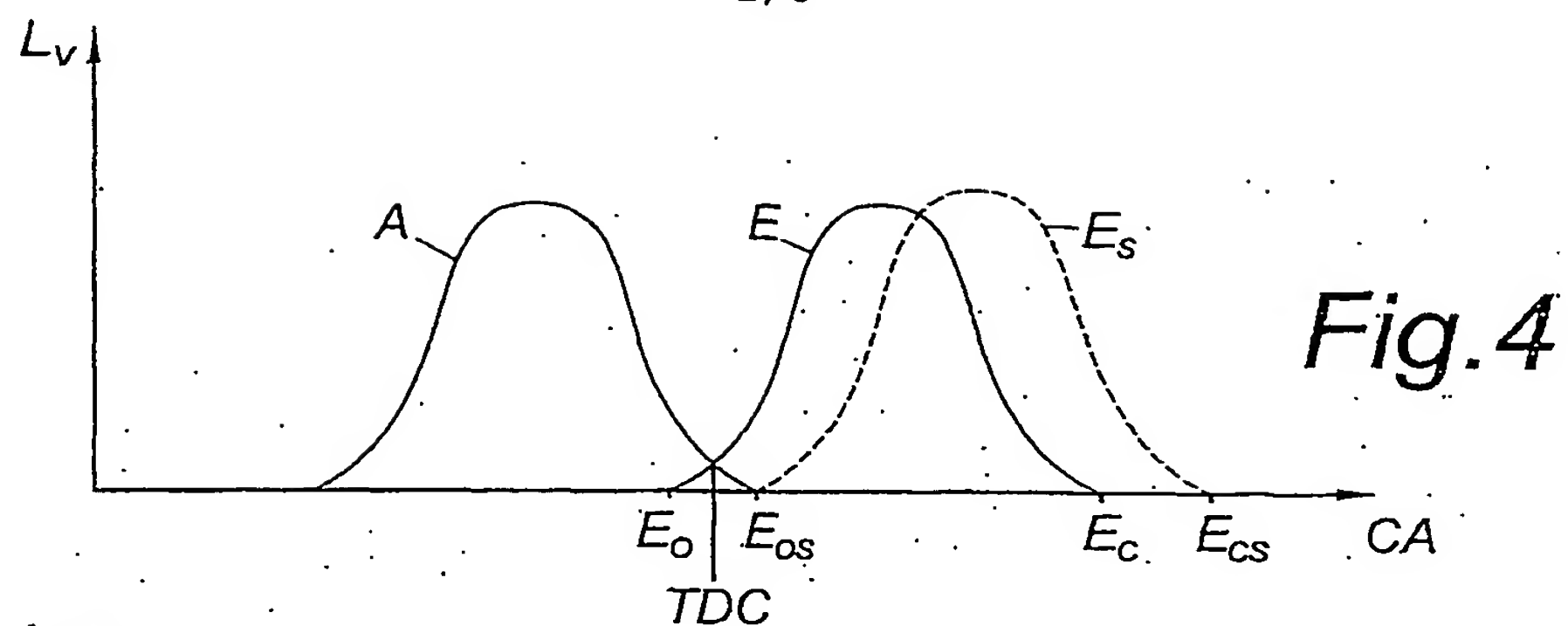


Fig.3





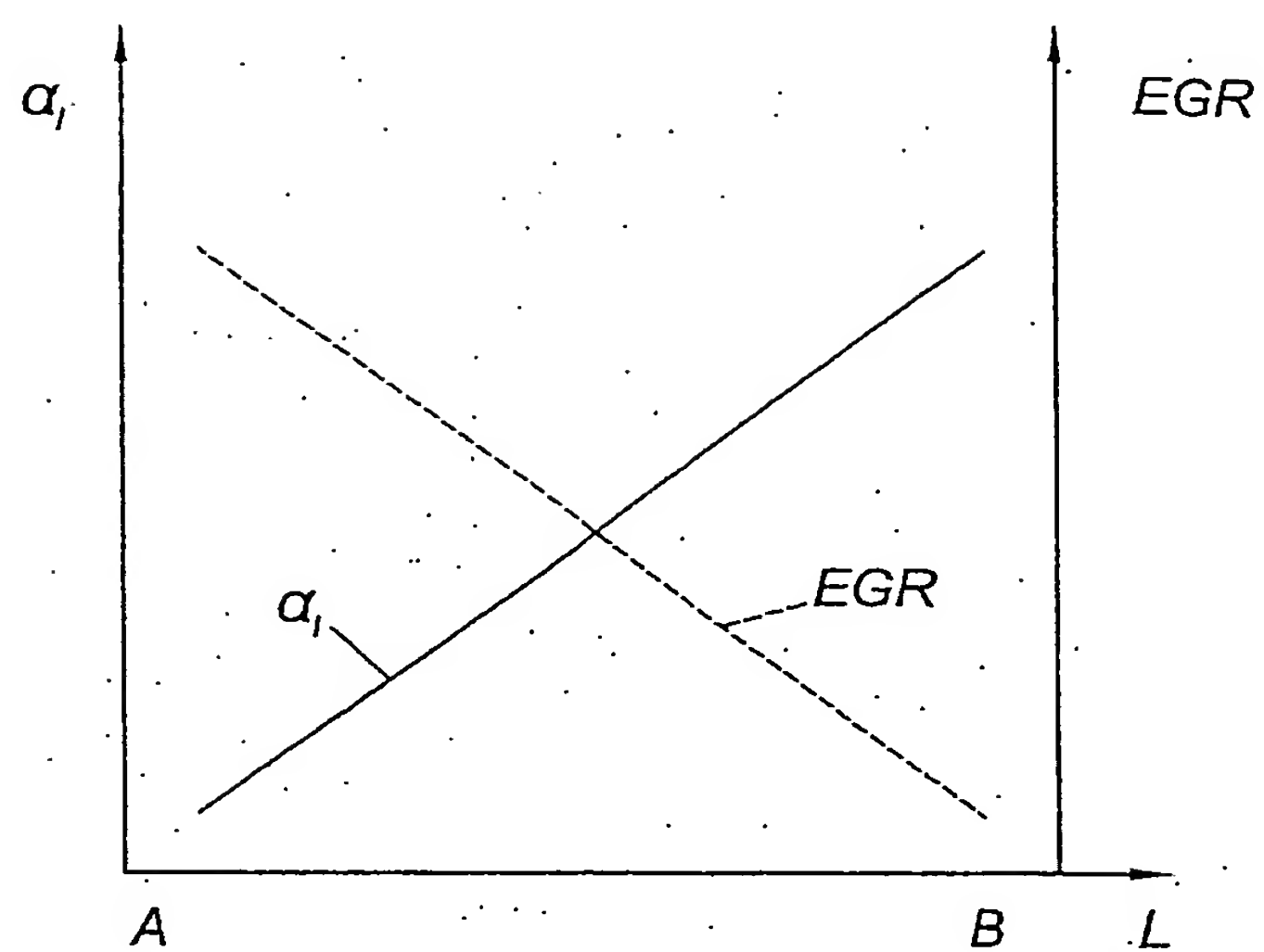


Fig. 8

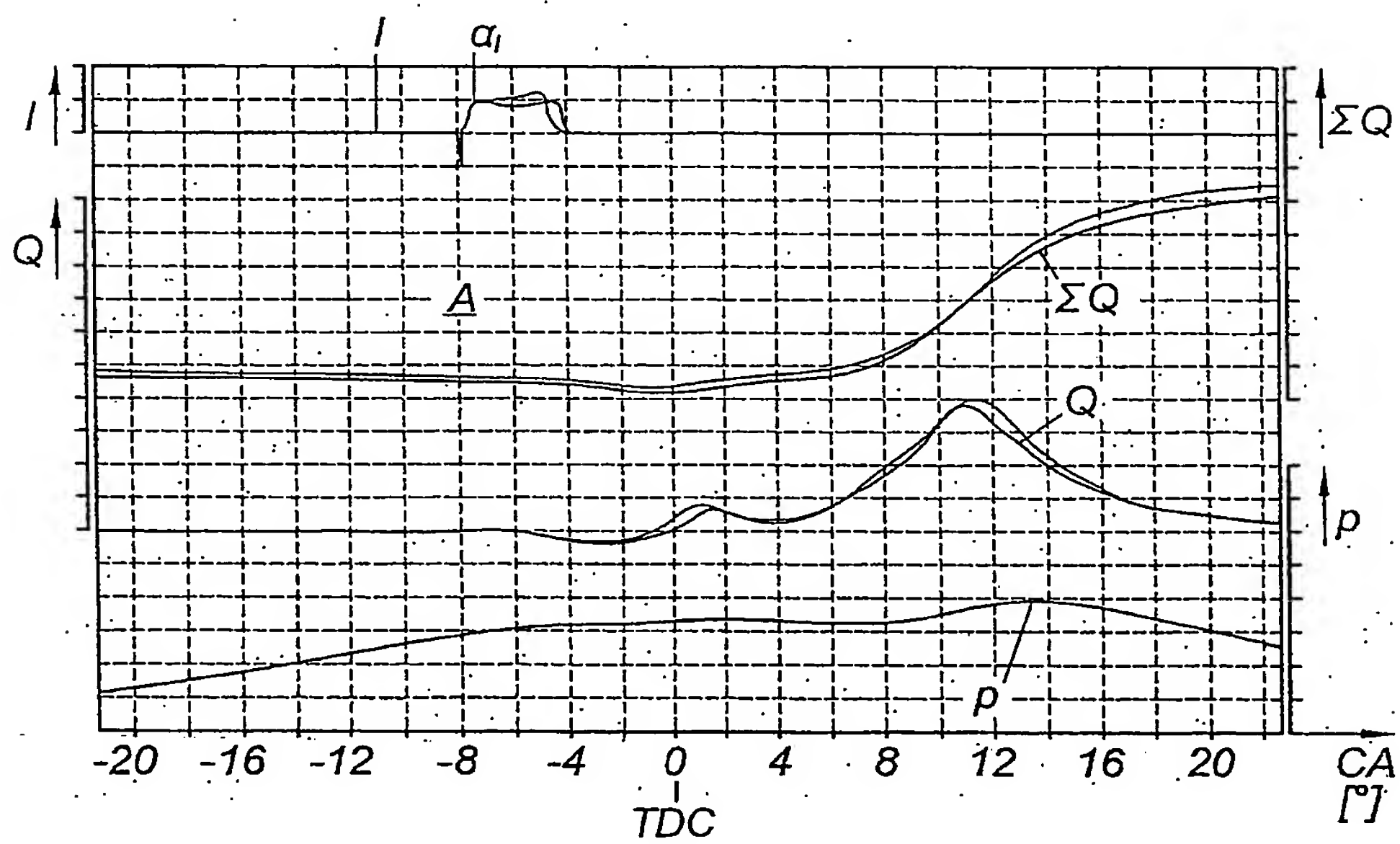


Fig. 9

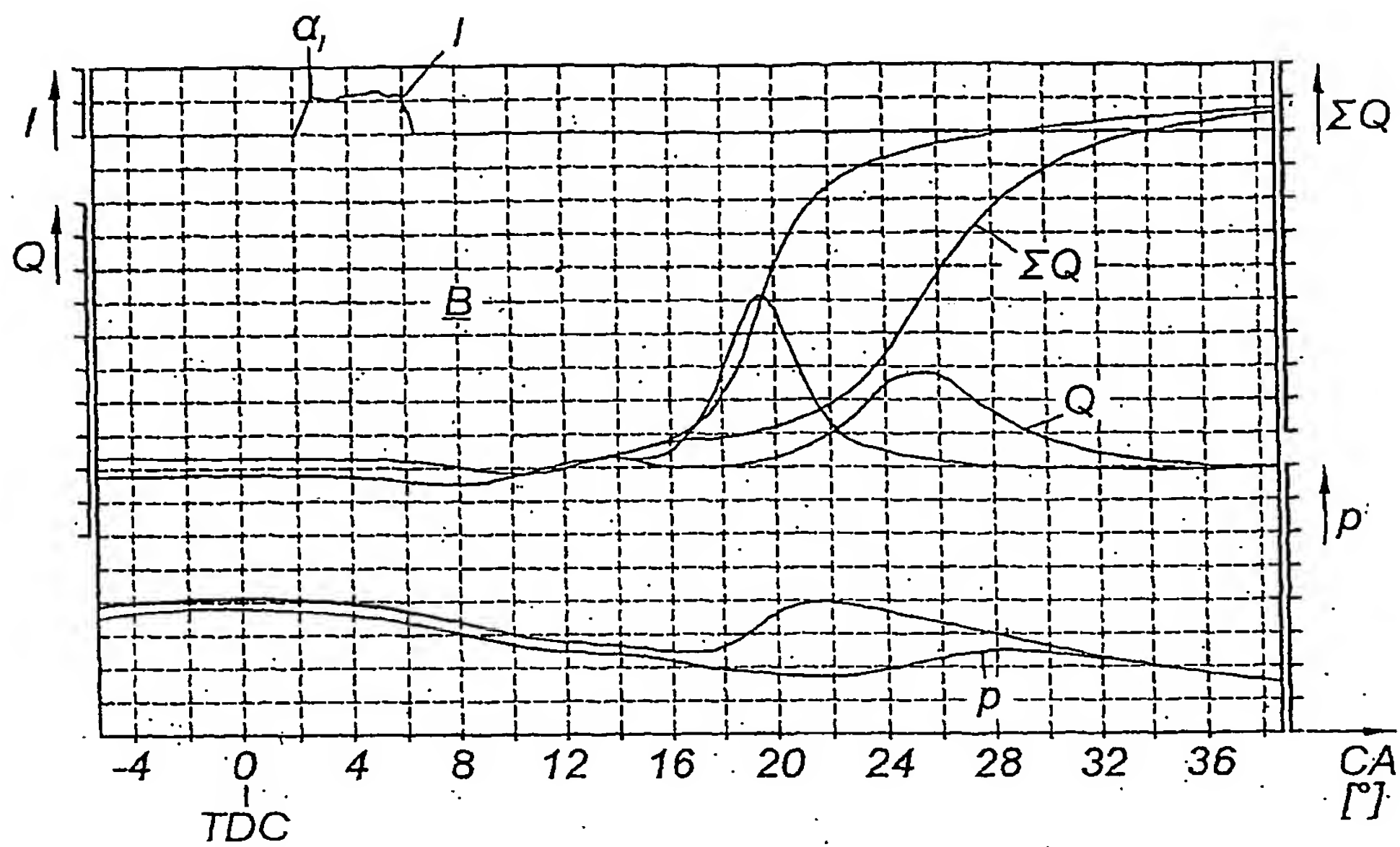
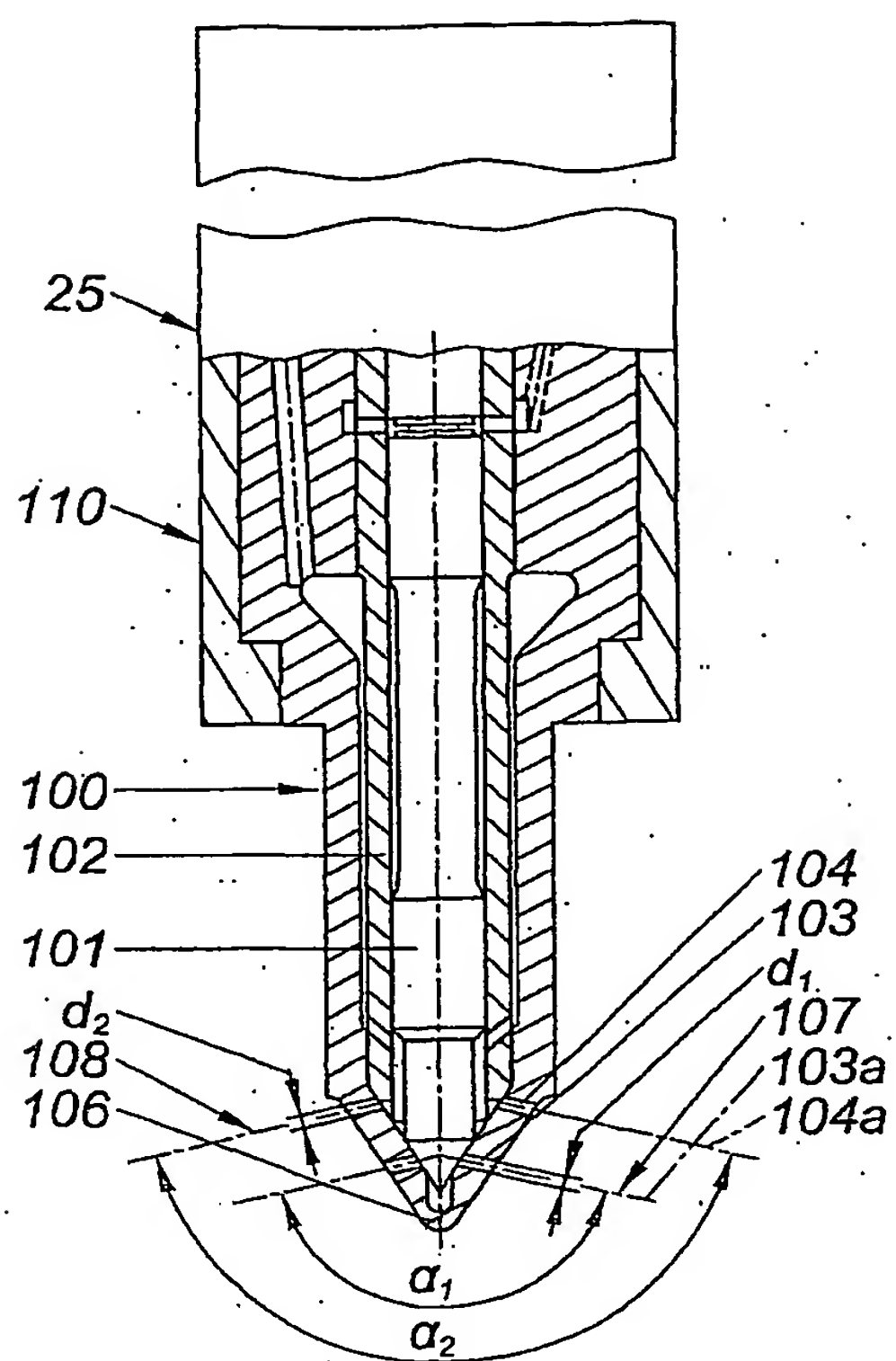
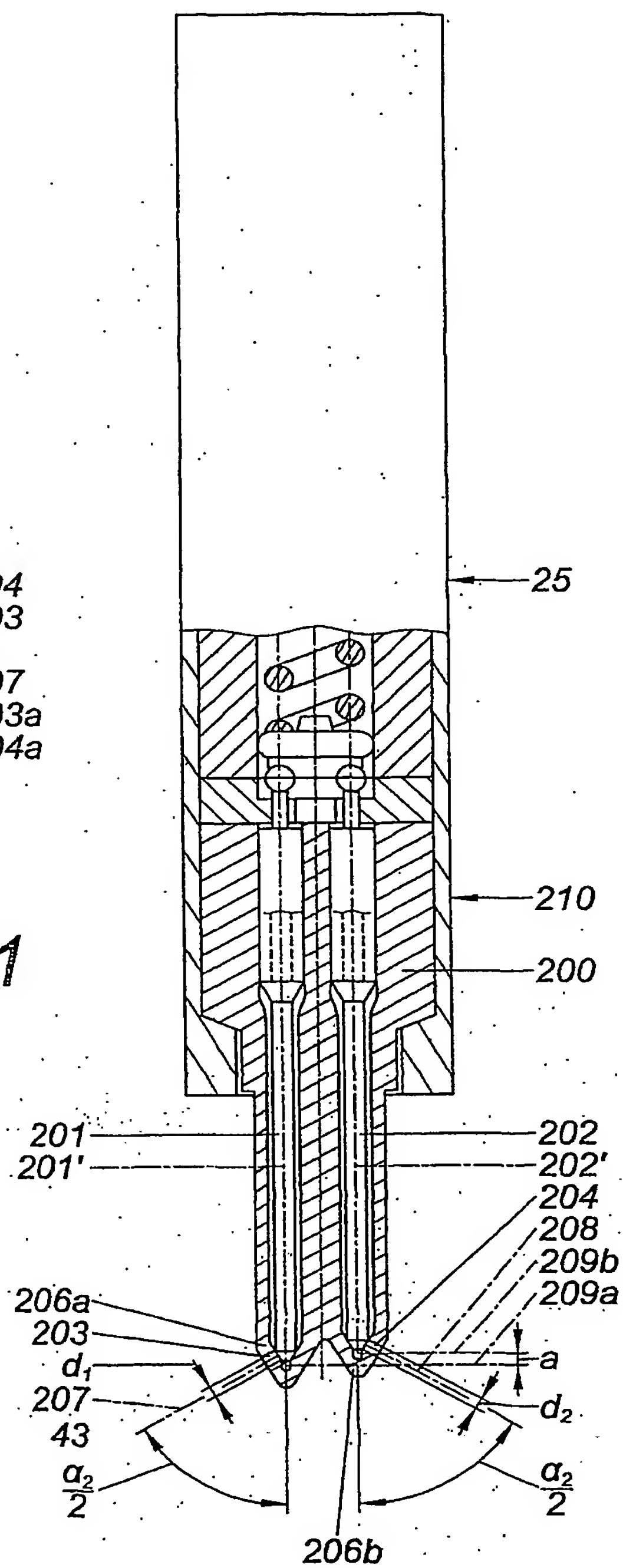


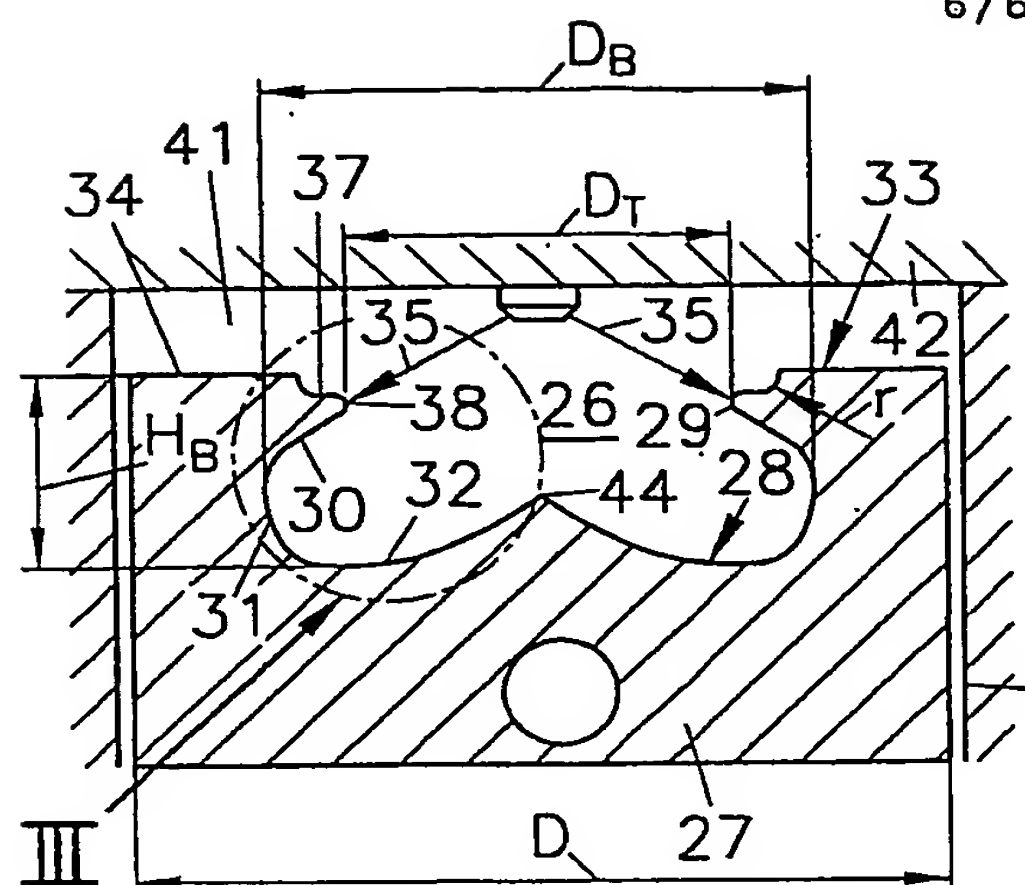
Fig.10



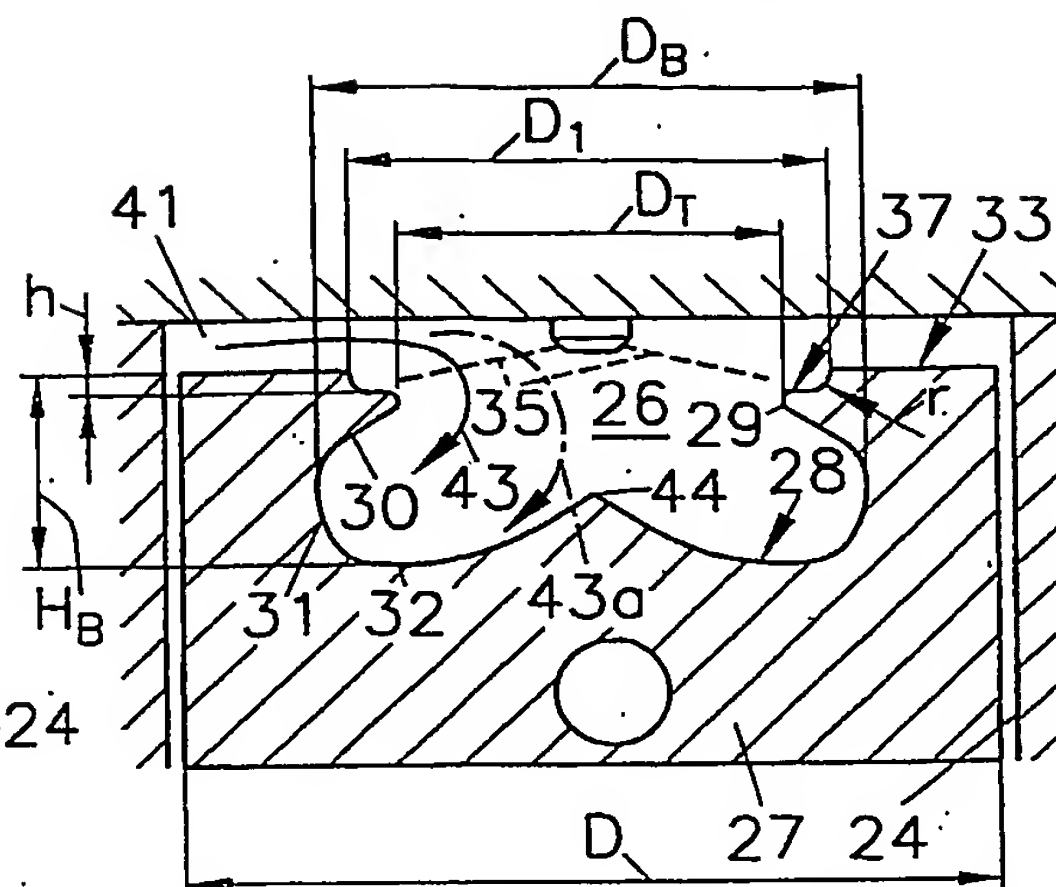
*Fig. 11*



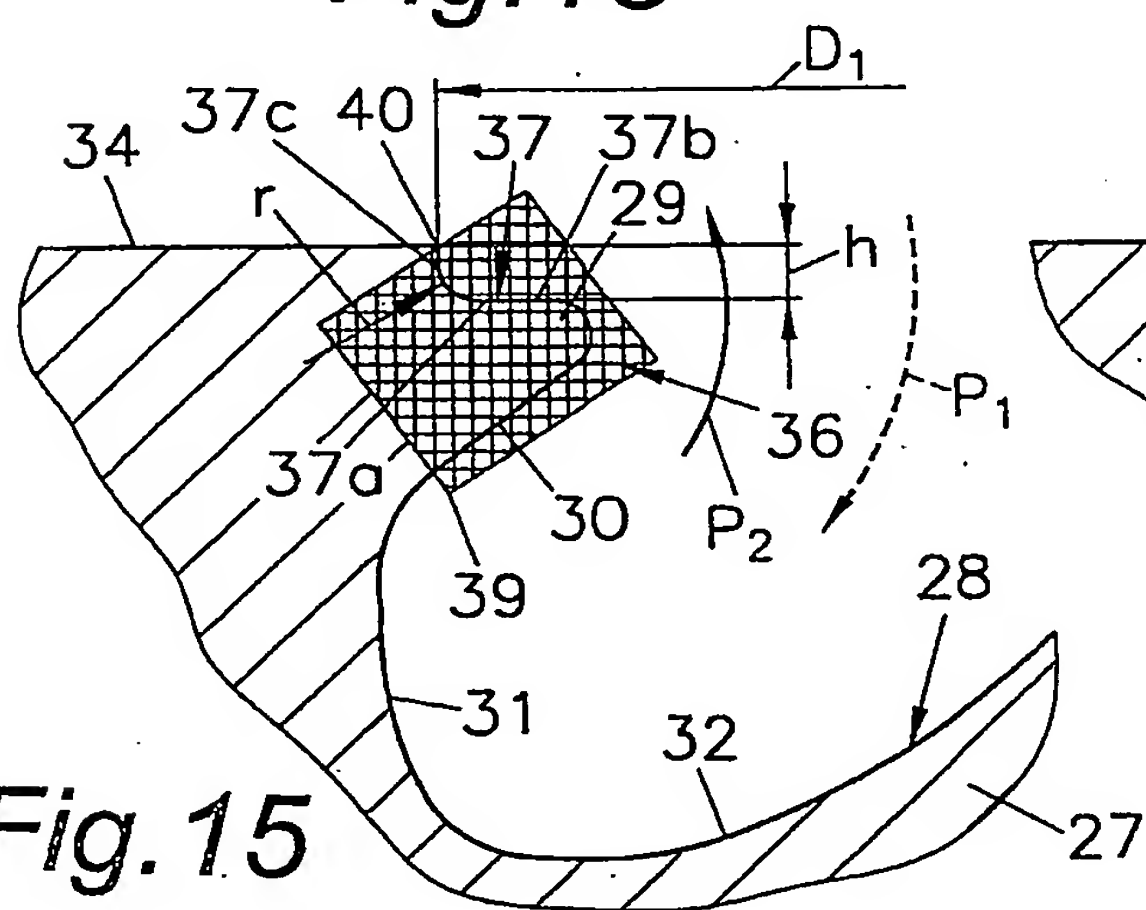
**Fig. 12**



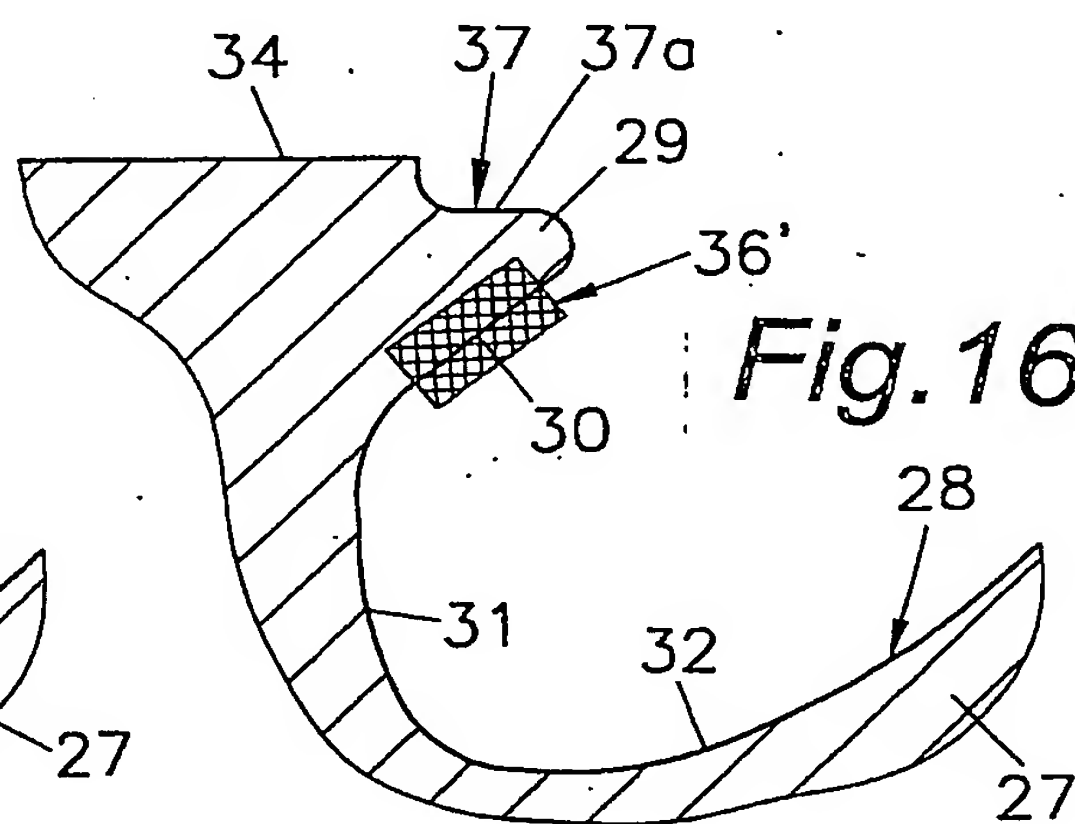
*Fig. 13*



**Fig. 14:**



**Fig. 15**



*Fig. 16*

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/AT2004/000132

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
 IPC 7 F02D41/40 F02D41/38

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 F02D F02B

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 1 085 176 A (HINO MOTORS LTD) 21 March 2001 (2001-03-21) column 1, line 5 - line 57	1, 5-42, 46-69
Y	column 4, line 15 - column 8, line 58- column 9, line 8 - column 10, line 2  figures 9, 10, 12, 15, 19-22 & DE 100 40 738 A (AVL LIST GMBH) 15 March 2001 (2001-03-15)	2-4, 43-45
Y	DE 43 33 424 A (NISSAN MOTOR) 14 April 1994 (1994-04-14) column 1, line 3 - column 4, line 30	2, 43
Y	US 5 000 144 A (MAIER HANS ET AL) 19 March 1991 (1991-03-19) column 1, line 5 - column 3, line 9 figures 1-4  ----- -/-	3, 4, 44, 45

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

## \* Special categories of cited documents:

- \*A\* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- \*E\* earlier document but published on or after the international filing date
- \*L\* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- \*O\* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- \*P\* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

\*T\* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

\*X\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

\*Y\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

\*&\* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

4 November 2004

Date of mailing of the international search report

17/12/2004

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
 NL - 2280 HV Rijswijk  
 Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
 Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Calabrese, N



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Internat~~ional~~ Application No  
PCT/AT2004/000132

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	<p>YANAGIHARA H ET AL: "A STUDY OF DI DIESEL COMBUSTION UNDER UNIFORM HIGHER-DISPERSED MIXTURE FORMATION" JSAE REVIEW, SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS OF JAPAN, TOKYO, JP, vol. 18, no. 3, July 1997 (1997-07), pages 247-254, XP000979665 ISSN: 0389-4304 the whole document</p> -----	1-69

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/AT2004/000132

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 1085176	A	21-03-2001	JP 3549779 B2	04-08-2004
			JP 2001082233 A	27-03-2001
			EP 1085176 A2	21-03-2001
			US 6338245 B1	15-01-2002
DE 10040738	A	15-03-2001	AT 3766 U2	25-07-2000
			AT 4255 U1	25-04-2001
			AT 6655 U1	26-01-2004
			DE 10040738 A1	15-03-2001
DE 4333424	A	14-04-1994	JP 2864896 B2	08-03-1999
			JP 7004287 A	10-01-1995
			DE 4333424 A1	14-04-1994
US 5000144	A	19-03-1991	AT 399912 B	25-08-1995
			AT 34189 A	15-12-1994
			DE 58901046 D1	30-04-1992
			EP 0383001 A1	22-08-1990
			ES 2030595 T3	01-11-1992
			JP 2245418 A	01-10-1990
			JP 2614773 B2	28-05-1997

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen  
PCT/AT2004/000132

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES  
IPK 7 F02D41/40 F02D41/38

Nach der internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)  
IPK 7 F02D F02B

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	EP 1 085 176 A (HINO MOTORS LTD) 21. März 2001 (2001-03-21) Spalte 1, Zeile 5 - Zeile 57	1,5-42, 46-69
Y	Spalte 4, Zeile 15 - Spalte 8, Zeile 58 Spalte 9, Zeile 8 - Spalte 10, Zeile 2	2-4, 43-45
	Abbildungen 9,10,12,15,19-22 & DE 100 40 738 A (AVL LIST GMBH) 15. März 2001 (2001-03-15)	
Y	DE 43 33 424 A (NISSAN MOTOR) 14. April 1994 (1994-04-14) Spalte 1, Zeile 3 - Spalte 4, Zeile 30	2,43
Y	US 5 000 144 A (MAIER HANS ET AL) 19. März 1991 (1991-03-19) Spalte 1, Zeile 5 - Spalte 3, Zeile 9 Abbildungen 1-4	3,4,44, 45
	----- -/--	

☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

\*A\* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

\*E\* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

\*L\* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

\*O\* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

\*P\* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

\*T\* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

\*X\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

\*Y\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

\*G\* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

4. November 2004

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

17/12/2004

Name und Postanschrift der internationalen Recherchenbehörde  
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Calabrese, N

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/AT2004/000132

## C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	<p>YANAGIHARA H ET AL: "A STUDY OF DI DIESEL COMBUSTION UNDER UNIFORM HIGHER-DISPERSED MIXTURE FORMATION"</p> <p>JSAE REVIEW, SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS OF JAPAN, TOKYO, JP,</p> <p>Bd. 18, Nr. 3, Juli 1997 (1997-07), Seiten 247-254, XP000979665</p> <p>ISSN: 0389-4304</p> <p>das ganze Dokument</p> <p>-----</p>	1-69

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internat. Aktenzeichen

PCT/AT2004/000132

Im Recherchenbericht angeführtes Patentedokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 1085176	A	21-03-2001	JP 3549779 B2	04-08-2004
			JP 2001082233 A	27-03-2001
			EP 1085176 A2	21-03-2001
			US 6338245 B1	15-01-2002
DE 10040738	A	15-03-2001	AT 3766 U2	25-07-2000
			AT 4255 U1	25-04-2001
			AT 6655 U1	26-01-2004
			DE 10040738 A1	15-03-2001
DE 4333424	A	14-04-1994	JP 2864896 B2	08-03-1999
			JP 7004287 A	10-01-1995
			DE 4333424 A1	14-04-1994
US 5000144	A	19-03-1991	AT 399912 B	25-08-1995
			AT 34189 A	15-12-1994
			DE 58901046 D1	30-04-1992
			EP 0383001 A1	22-08-1990
			ES 2030595 T3	01-11-1992
			JP 2245418 A	01-10-1990
			JP 2614773 B2	28-05-1997